



João Filipe Fonseca Miranda

OTIMIZAÇÃO DE UM PROCESSO DE SECAGEM NUMA FÁBRICA DE PAPEL RECICLADO

Dissertação de Mestrado em Engenharia Química, orientada pelo Doutor
Paulo Ferreira e pelo Engenheiro Manuel Delgado, apresentada ao
Departamento de Engenharia Química da Faculdade de Ciências e
Tecnologias da Universidade de Coimbra

Julho 2018



UNIVERSIDADE DE COIMBRA

João Filipe Fonseca Miranda

Otimização de um processo de secagem numa fábrica de papel reciclado

Supervisores:

Prof. Doutor Paulo Ferreira
Engenheiro Manuel Delgado

Instituição:

Departamento de Engenharia Química, Faculdade de Ciências e Tecnologia
da Universidade de Coimbra
Papeleira Coreboard S.A.

Coimbra
2018



UNIVERSIDADE DE COIMBRA

*“Sentir tudo de todas as maneiras,
Viver tudo de todos os lados,
Ser a mesma coisa de todos os modos possíveis ao mesmo tempo,
Realizar em si toda a humanidade de todos os momentos
Num só momento difuso, profuso, completo e longínquo.”*

Fernando Pessoa

Agradecimentos

A realização deste trabalho não seria possível sem a contribuição de diversas pessoas. Desde já gostaria de agradecer ao professor Paulo Ferreira e ao engenheiro Manuel Delgado pela oportunidade de ter desenvolvido este trabalho numa indústria que, nos últimos anos do curso, me tem fascinado pela sua complexidade e diversidade de fenómenos físico-químicos. Obrigado também por toda a disponibilidade prestada no esclarecimento de dúvidas e pela oportunidade de poder conhecer e assistir a reuniões e apresentações que fomentaram a minha aprendizagem no processo de produção de papel.

Um muito obrigado ao professor Marco Seabra por toda a ajuda cedida na utilização e validação dos modelos de regressão linear multivariável.

Agradeço também ao professor Nuno Oliveira pela ajuda prestada no início deste trabalho sobre a seleção do tipo de modelo que poderia utilizar.

Gostaria também de agradecer ao João Ribeiro que, por todo o seu conhecimento de instrumentação e processo, facilitou a minha integração na Papeleira Coreboard e a aprendizagem de todo o seu processo produtivo.

Ao engenheiro Marco Xavier, um obrigado pela paciência demonstrada em todos os meus momentos de dúvida e por toda a responsabilidade que me atribuíste ao longo deste estágio. Obrigado também por toda a ajuda nos testes e ensaios realizados durante este tempo.

Um obrigado também ao André Santos pela oportunidade cedida de poder realizar os ensaios ao sistema de vapor e condensados, assim como por todo o conhecimento transmitido sobre o processo de secagem e as suas limitações.

Ao Pedro Barreira, gostaria de agradecer todo o conhecimento que adquiri relativamente à gama de produtos da Papeleira Coreboard.

Gostaria também de agradecer a todos os colaboradores da Papeleira Coreboard pela ajuda na utilização do sistema de controlo distribuído da sala de controlo e pela disponibilidade prestada na construção de equipamentos que fui utilizando ao longo deste estágio.

À Érica Carlstrom por toda a paciência e ajuda na elaboração e organização deste trabalho.

Finalmente aos meus pais e irmãos por nunca terem desistido de mim e terem-me auxiliado durante esta longa caminhada que foi o curso de engenharia química.

A todos vocês, o meu sincero obrigado.

João Miranda.

Resumo

A Papeleira é um fabricante de cartão 100% reciclado de altas gramagens, sendo o seu produto final essencialmente utilizado no fabrico de tubos, cantoneiras e outras aplicações. Após a sua aquisição pelo Grupo Darvesh, para otimizar a qualidade do seu produto final, modernizar o seu processo e aumentar sua capacidade produtiva, foi iniciado um projeto de investimentos em 2016.

Com o objetivo de avaliar a eficiência da secção de secagem efetuaram-se, neste trabalho, balanços mássicos e energéticos ao papel, água e ar para determinar um conjunto de sete indicadores de desempenho. Os indicadores aqui utilizados foram a humidade e temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão, o consumo específico de ar insuflado, a temperatura do ar insuflado, o consumo específico de vapor, a taxa de evaporação específica e o consumo específico de energia.

Os resultados obtidos, quando comparados aos valores de *benchmark* utilizados pela indústria papeleira, permitiram concluir que apesar de o consumo específico de vapor médio e o consumo específico de energia médio serem baixos ($1,25 \text{ ton}_{\text{vapor}}/\text{ton}_{\text{papel}}$ e $2,81 \text{ GJ}/\text{ton}_{\text{papel}}$ respetivamente), haveria ainda espaço para melhorias.

A diminuição do consumo de vapor seria possível através de uma redução do consumo específico de ar insuflado de $12 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evaporada}}$ para 10 a $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evaporada}}$. Para estudar o efeito da alteração do consumo específico de ar insuflado na humidade do ar, aplicou-se um modelo baseado em equações diferenciais. Com este modelo foi também estudado o efeito de um aumento na temperatura do ar insuflado e da temperatura do papel à entrada da secaria.

As simulações realizadas permitiram concluir que as reduções de caudal propostas para o ar insuflado e exaustão, associadas a um aumento da temperatura do ar insuflado para 90 a 93°C e um controlo da temperatura de entrada do papel para que esta se situasse entre 38 e 40°C potenciariam uma redução no consumo específico de vapor e energia. Consequentemente, seria possível atingir uma poupança no custo diário de vapor de 90 a 290 €/dia .

Abstract

Papeleira is a manufacturer of 100% recycled cardboard of high basis weight, its final product is essentially used on the manufacture of tubes, angles and other related applications. After its acquisition by Darvesh Group, an investment project was created in 2016 to optimize the quality of its final product, to upgrade the process and also to increase its productive capacity.

With the objective of evaluating the drying section efficiency, on this work, mass and energetic balances in paper, water and air were made to determine a range of seven performance indicators. These indicators were the humidity and temperature of the exhaust air's dew point, the specific consumption of blown air, the temperature of blow air, the specific consumption of steam, the evaporation rate and the specific consumption of energy.

The results obtained – when compared with the benchmark values used by the paper industry – allowed to conclude that, although the specific steam average consumption and the specific energy average consumption are low ($1,25 \text{ ton}_{\text{steam}}/\text{ton}_{\text{paper}}$ e $2,81 \text{ GJ}/\text{ton}_{\text{paper}}$, respectively), there would be opportunities for improvement.

The decrease of the steam consumption would be possible through a reduction of the blown air specific consumption of $12 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{evaporated water}}$ to $10 - 7 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{evaporated water}}$. To study the effect of the blown air specific consumption change in the air humidity, a model was applied based in differential equations. With this model were also studied the effect of a blown air temperature increase and a paper entrance temperature increase in the drying section.

The simulations allowed to conclude that the flow reductions proposed for the blown and exhaust air, associated with an increase of the blown air temperature to $90-93^{\circ}\text{C}$ and with a control of the paper entrance temperature between 38 and 40°C , would enhance a reduction in the specific consumption of steam and energy. Therefore, it would be possible to achieve a saving in the steam daily cost of 90 to $290\text{€}/\text{day}$.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1. A Empresa	1
1.2. Objetivo da dissertação	1
2. Processo de fabrico do papel reciclado	2
2.1. Desagregação	2
2.2. Flotação de ar dissolvido	3
2.3. Depuração.....	3
2.4. Caixa de chegada.....	3
2.5. Formação da folha	4
2.6. Prensagem	4
2.7. Secagem	4
2.7.1. Cilindros de secagem	6
2.7.1.1. Configuração dos secadores	6
2.7.1.2. Comportamento do condensado.....	6
2.7.1.3. Sifões	7
2.7.2. Vapor e condensados	8
2.7.3. Campânula e sistema aerotérmico	9
2.8. Calandra	10
2.9. Enrolamento.....	11
3. Revisão bibliográfica	11
4. Teoria da secagem	15
4.1. Fases da secagem.....	15
4.2. Transferência de massa	16
4.3. Dessorção da água do papel.....	18
4.4. Propriedades do ar	20
4.5. Propriedades do vapor.....	23
4.6. Avaliação do desempenho da secaria.....	26
5. Modelos de secagem.....	27
5.1. Modelo 1 (utilizado para estimar a humidade do papel inicial e os índices de desempenho da secaria)	27
5.2. Modelo 2 (utilizado para estimar a humidade do ar ao longo da secaria)	34
5.3. Parâmetros e variáveis de entrada do modelo	37
6. Discussão de resultados	38
6.1. Análise do desempenho da secaria	38
6.1.1. Ajuste do modelo 2 e estudo da humidade do ar ao longo da secaria	48

6.2. Otimização energética.....	54
7. Estudos suplementares	62
8. Conclusões.....	63
9. Perspetivas de trabalho futuro.....	64
Bibliografia	66
Anexos	73
Anexo I – Determinação da energia dissipada pela campânula.....	74
Anexo II – Dados processuais utilizados nas simulações	78
Anexo III – Determinação da temperatura do ar de exaustão.....	82
Anexo IV – Estimativas para a humidade inicial do papel	84
Anexo V – Determinação do modelo de secagem	86
Anexo VI – Análise à taxa de evaporação específica.....	89
Anexo VII – Variáveis mais importantes para melhorar a eficiência da secagem do papel.....	91
Anexo VIII – Ajustes do coeficiente de transferência de massa, calor e FRF ao modelo de secagem do papel.....	94
Anexo IX – Coeficientes determinados para simular o efeito de má ventilação	98
Anexo X – Variação da velocidade da máquina de papel com as gramagens produzidas	99
Anexo XI – Resultados das simulações para diferentes condições de ventilação.....	100
Anexo XII – Influência das variáveis de processo na dinâmica da secagem.....	114
Anexo XIII – Resultados da simulação nas condições ótimas de operação	119
Anexo XIV – Estudos suplementares	127
Anexo XV – Script utilizados para calcular os índices de desempenho	140
Anexo XVI – Script utilizado para estimar a humidade do papel à entrada da secaria	146
Anexo XVII – Segurança e higiene no trabalho.	149
XVII-1.1 – Riscos Gerais.....	149
XVII-1.2 – Avaliação de riscos	152
Anexo XVIII – Diagramas de blocos e esquemas auxiliares.....	157

Índice de Tabelas

Tabela 1: Comparação entre os caudais de ar de exaustão estimados pela equação 23 e pelo tubo de pitot.	23
Tabela 2: Propriedades termodinâmicas utilizadas no modelo da secaria.....	38
Tabela 3: Valores médios obtidos para os indicadores de desempenho e referência benchmark.	47
Tabela 4: Dados de entrada para as simulações.	55
Tabela 5: Número de secadores necessários em função da velocidade da máquina de papel.	57
Tabela 6: Condições de operação do sistema de ventilação.....	57
Tabela 7: Dados utilizados no estudo da influência das variáveis de processo na dinâmica da secagem.....	59
Tabela 8: Condições de operação ótimas para minimizar o consumo energético da secagem.	60
Tabela 9: Comparação entre os indicadores de desempenho atuais e os estimados para as condições de operação referentes ao melhor e pior cenário.	62

Índice de Figuras

Figura 1: Distribuição da remoção de água da máquina de papel para papéis 450 g/m ²	5
Figura 2: Representação de uma configuração two-tier para cilindros de secagem (Tappi, 2008b).	6
Figura 3: Comportamento do condensado (Tappi, 2009b).	7
Figura 4: Diagrama de blocos da zona de secagem da máquina de papel da Papeleira Coreboard.	9
Figura 5: Tipos de campânulas fechadas existentes. A) Capota fechada e porão aberto. B) Capota e porão totalmente fechados. C) Capota e porão totalmente fechados e sistema de recuperação de calor (Tappi, 2008a).	10
Figura 6: Fases da secagem do papel em secarias multi-cilindros com configuração two-tier (Nissan <i>et al.</i> , 1960).	16
Figura 7: Isotérmicas para o processo de dessorção de água do papel obtida por Heikkila e Prahl para uma temperatura de 60°C (Reardon, 1994; Slätteke, 2006).	18
Figura 8: Diferencial de energia de dessorção estimado por Heikkila, Keränen, Lampinem para 70°C, assim como as estimativas de Prahl e Stamm (Lampinem, 1990; Sadeghi, 2003; Slätteke, 2006; Keränen, 2011)	19
Figura 9: Curva da secaria obtida através do controlo das pressões no interior dos secadores.	24
Figura 10: Coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel. A) Variação do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel e entre a superfície do secador e o papel ao longo da secaria (Ghodbanan, et al., 2015a). B) Variação do coeficiente de transferência de calor com a pressão contacto aplicada entre o feltro e o papel (Lang, 2009). C) Variação do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel ao longo da secaria (Wilhelmsson <i>et al.</i> , 1993).	26
Figura 11: Entalpia do vapor saturado (Nunes, 2014).	31
Figura 12: Relação entre o consumo de gás natural e vapor produzido na caldeira Bosch.	33
Figura 13: Humidade relativa medida pela GCristini ao longo das bolsas de secagem (Rodriguez, 2017).	34
Figura 14: Consumo específico de vapor para as várias gramagens processadas.	39
Figura 15: Humidade do papel (base húmida) para as várias gramagens processadas.	39
Figura 16: Humidade relativa do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.	40
Figura 17: Humidade absoluta do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.	40
Figura 18: Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.	40
Figura 19: Consumo específico de ar insuflado para as várias gramagens processadas.	41

Figura 20: Taxa de evaporação específica em função da temperatura média do vapor saturado.....	42
Figura 21: Taxa de evaporação específica para as várias gramagens processadas.....	42
Figura 22: Consumo específico de energia em função do papel produzido para as várias gramagens processadas.	43
Figura 23: Consumo específico de energia em função da água evaporada para as várias gramagens processadas.....	43
Figura 24: Custo diário de vapor para as várias gramagens processadas.....	44
Figura 25: Consumos energéticos da secaria para uma gramagem de 300 g/m ²	45
Figura 26: Consumos energéticos da secaria.....	45
Figura 27: Consumos energéticos da secaria em percentagem da energia total.....	45
Figura 28: Balanço à campânula para as várias gramagens processadas.....	47
Figura 29: Perfil da humidade do papel (base seca) ao longo da secaria.....	49
Figura 30: Perfil de temperatura do papel ao longo da secaria.....	49
Figura 31: Taxa de evaporação específica ao longo da secaria.....	49
Figura 32: Coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel.....	50
Figura 33: Perfil de humidade relativa nas bolsas de secagem e no ar de exaustão ao longo da secaria.	51
Figura 34: Temperatura do ponto de orvalho ao longo da secaria.....	51
Figura 35: Humidade relativa do ar nas bolsas de secagem e exaustão ao longo da secaria considerando uma má ventilação.....	53
Figura 36: Humidade absoluta ao longo da secaria.....	53
Figura 37: Influência da gramagem, velocidade, temperatura de entrada do papel, temperatura do ar insuflado e temperatura média do vapor no consumo específico. A) Influência da velocidade e gramagem no consumo específico de vapor. B) Influência da temperatura média do vapor e gramagem no consumo específico de vapor. C) Influência da temperatura do ar insuflado e gramagem no consumo específico de vapor. D) Influência da temperatura de entrada do papel e gramagem no consumo específico de vapor.....	56
Figura 38: Influência do CEA e HB no consumo específico de vapor.....	58
Figura 39: Influência do CEA e HB no custo diário de vapor.....	58
Figura 40: Consumo específico de vapor para as condições de operação normais e ótimas.	60
Figura 41: Consumo específico de energia para as condições de operação normais e ótimas.....	61
Figura 42: Consumo diário de vapor para as condições de operação normal e ótimas....	61
Figura 43: Consumos energéticos da secaria (kW), nas condições de operação ótimas, para uma gramagem de 300 g/m ²	61

Nomenclatura

a – Fração da energia que é transferida do vapor para o ar

A_{ex} – Área de secção reta da conduta onde passa o ar de exaustão / (m²)

AH – Humidade absoluta do ar / (kg_{água}/kg_{ar seco})

AH_{ex} – Humidade absoluta do ar de exaustão / (kg_{água}/kg_{ar seco})

AH_{bs} – Humidade absoluta do ar nas bolsas de secagem / (kg_{água}/kg_{ar seco})

AH_{ins} – Humidade absoluta do ar insuflado / (kg_{água}/kg_{ar})

AH_{fuga} – Humidade absoluta do ar proveniente dos espaços abertos da campânula / (kg_{água}/kg_{ar})

$A_{plfrontal}$ – Área de transferência de calor da parede frontal / (m²)

$A_{plateral}$ – Área de transferência de calor da parede lateral / (m²)

$A_{porão}$ – Área de transferência de calor do porão / (m²)

A_t – Área de transferência de calor / (m²)

A_{pteto} – Área de transferência de calor do teto / (m²)

C – Consistência

$C_{água\ osmose}$ – Custo da água tratada por osmose inversa / (€/ton_{água tratada})

c_D – Coeficiente de atrito de descarga de um dique retangular

CEA – Consumo específico de ar insuflado / (kg_{ar insuflado}/kg_{água evaporada})

$C_{eletricidade}$ – Custo total de eletricidade para o queimado e bomba / (€/ton_{vapor})

$C_{energético}$ – Custo energético do gás natural / (€/kWh)

CEV_{evap} – Consumo específico de vapor em função da água evaporada / (ton_{vapor}/ton_{wevap})

CEV_{papel} – Consumo específico de vapor em função do papel produzido / (ton_{vapor}/ton_{papel})

CEV_{real} – Consumo específico de vapor em função do papel produzido determinado pelo sistema de controlo da máquina de papel / (ton_{vapor}/ton_{papel})

CEE_{evap} – Consumo específico de energia em função da água evaporada / (GJ/ton_{wevap})

CEE_{papel} – Consumo específico de energia em função do papel produzido / (GJ/ton_{papel})

$C_{gás\ natural}$ – Custo do gás natural a condições normais de pressão e temperatura / (€/m³_{PTN})

C_{par} – Capacidade calorífica do ar / (kJ/kg)

$C_{p,arseco}$ – Capacidade calorífica do ar seco / (kJ/kg)

$C_{p,fibra}$ – Capacidade calorífica da celulose / (kJ/kg)

$C_{p,papel}$ – Capacidade calorífica do papel / (kJ/kg)

$C_{p,w}$ – Capacidade calorífica da água / (kJ/kg)

$C_{p,wvapor}$ – Capacidade calorífica do vapor de água / (kJ/kg)

C_{vapor} – Custo do vapor (€/ton_{vapor})

D_c – Diâmetro dos cilindros / (m)

ES – Taxa específica de evaporação Tappi / (kg/m²h)

esp_c – Espessura do cilindro de secagem / (m)

FRF – Fator de redução da transferência de massa no feltro

G – Gramagem do papel / (kg/m²)

g – Aceleração gravítica (9,8 m/s²) / (m/s²)

HB – Hood balance, razão entre o caudal mássico do ar insuflado e o caudal mássico do ar de exaustão / (%)

H_{cond} – Entalpia do condensado / (kJ/kg)

$h_{\text{papel,ar}}$ – Coeficiente de transferência de calor entre o papel e o ar / (kW/m² °C)

$H_{\text{vap,sat}}$ – Entalpia do vapor saturado / (kJ/kg)

k_c – Condutividade térmica do cilindro de secagem / (kW / m K)

k_f – Coeficiente de transferência de massa da água do papel para o ar / (m/s)

$k_{f,\text{feltro}}$ – Coeficiente de transferência de massa no feltro / (m/s)

L – Distância percorrida pelo papel / (m)

L_c – Largura dos cilindros / (m)

Le – Número de Lewis

l_e – Largura do papel à entrada da secaria / (m)

l_s – Largura do papel à saída da secaria / (m)

M_{ar} – Massa molar do ar / (kg/mol)

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico de ar / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,bs}}$ – Caudal mássico do ar nas bolsas de secagem / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,ex}}$ – Caudal mássico do ar de exaustão / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,fuga}}$ – Caudal mássico de ar proveniente dos espaços abertos da campânula / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{arex,linear}}$ – Caudal mássico do ar de exaustão, estimado através da utilização da fração da potência do sistema de exaustão/ (kg/s)

$\dot{m}_{\text{arex,pitot}}$ – Caudal mássico do ar de exaustão, estimado através da utilização do tubo de pitot / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,ins}}$ – Caudal mássico do ar insuflado / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,insmax}}$ – Caudal mássico máximo para o ar insuflado / (kg/s)

$\dot{m}_{\text{ar,max}}$ – Caudal mássico de ar máximo / (kg/s)

\dot{m}_p – Caudal mássico de papel / (kg/s)

\dot{m}_{vap} – Caudal mássico de vapor saturado / (kg/s)

M_w – Massa molar da água / (kg/mol)

\dot{m}_w – Caudal mássico de água / (kg/s)

\dot{m}_{wevap} – Caudal mássico de água evaporada / (kg/s)

\dot{m}_{wres} – Caudal de água residual após a secagem / (kg/s)

N – Taxa de evaporação da água por unidade de comprimento / (kg / m s)

N_c – Número de cilindros da secaria

P_1 – Pressão estática do tubo de pitot / (Pa)

P_2 – Pressão de estagnação do tubo de pitot / (Pa)

P_{ar} – Pressão parcial do ar / (Pa)

PB – Potência energética específica da bomba que alimenta água à caldeira por tonelada de vapor produzido / (kW/ton_{vapor})

P_B – Potência energética máxima da bomba que alimenta água à caldeira / (kW)

PCS – Poder calorífico superior do gás natural em condições normais de pressão e temperatura / (kWh/m³_{PTN})

PQ – Potência elétrica específica do queimador de gás natural (kW/ton_{vapor})

P_Q – Potência elétrica máxima do queimador de gás natural (kW)

Pr – Número de Prandtl

P_t – Pressão atmosférica (101,325 kPa) / (Pa)

P_{va} – Pressão parcial do vapor de água no ar / (Pa)

$P_{\text{va}}^{\text{sat}}$ – Pressão de saturação da água / (Pa)

P_{vp} – Pressão saturação do vapor de água no papel / (Pa)

\dot{Q}_{arfuga} – Energia fornecida ao ar proveniente dos espaços abertos da campânula / (kW)

\dot{Q}_{arins} – Energia fornecida ao ar insuflado / (kW)

$\dot{Q}_{dissipado}$ – Energia dissipada da campânula

\dot{Q}_p – Energia fornecida ao papel / (kW)

\dot{Q}_{SAT} – Energia fornecida ao sistema aerotérmico / (kW)

$\dot{Q}_{vap,Wevap}$ – Energia necessária para evaporar a água / (kW)

\dot{Q}_{Wevap1} – Energia fornecida à água que é evaporada (líquida) / (kW)

\dot{Q}_{Wevap2} – Energia fornecida à água que é evaporada (vapor) / (kW)

\dot{Q}_{Wres} – Energia fornecida à água que não é evaporada do papel / (kW)

\dot{Q}_T – Energia fornecida pelo vapor saturado à secaria / (kW)

R_g – Constante dos gases ideais (8,31) / (J/mol K)

RH – Humidade relativa no ar / (%)

Sc – Número de Schmidt

T_{amb} – Temperatura ambiente no meio fabril / (°C)

T_{arex} – Temperatura do ar de exaustão / (°C)

T_{arins} – Temperatura do ar insuflado / (°C)

$T_{bat.1i}$ – Temperatura do vapor saturado na bateria 1 secador i / (°C)

$T_{bat.2}$ – Temperatura do vapor saturado na bateria 2 / (°C)

$T_{bat.3}$ – Temperatura do vapor saturado na bateria 3 / (°C)

$T_{bat.4}$ – Temperatura do vapor saturado na bateria 4 / (°C)

$T_{bat.5i}$ – Temperatura do vapor saturado na bateria 5 secador i / (°C)

T_{cond} – Temperatura do condensado / (°C)

$T_{cond,final}$ – Temperatura do condensado à entrada da caldeira / (°C)

$T_{cond,flash 1}$ – Temperatura do condensado do tanque *flash 1* / (°C)

$T_{cond,flash 2}$ – Temperatura do condensado do tanque *flash 2* / (°C)

$T_{cond,med}$ – Temperatura média do condensado dos tanques *flash 1* e *2* / (°C)

T_{evap} – Temperatura de evaporação da água / (°C)

T_p – Temperatura do papel / (°C)

$T_{p,e}$ – Temperatura do papel à entrada da secaria / (°C)

T_{po} – Temperatura do ponto de orvalho da água / (°C)

$T_{p,s}$ – Temperatura de saída do papel na secaria / (°C)

T_v – Temperatura do vapor saturado / (°C)

$T_{vap,sat}$ – Temperatura média do vapor saturado / (°C)

$T_{vap,sat,flash 1}$ – Temperatura do vapor saturado do tanque *flash 1* / (°C)

$T_{vap,sat,flash 5}$ – Temperatura do vapor saturado do tanque *flash 5* / (°C)

$T_{vap,sat,med}$ – Temperatura média do vapor saturado dos tanques *flash 1* e *5* / (°C)

u – Velocidade da máquina de papel / (m/s)

$u_{ar,1}$ – Velocidade do ar na conduta / (m/s)

$u_{ar,2}$ – Velocidade do ar à entrada do tubo de pitot / (m/s)

U_{cp} – Coeficiente global de transferência de calor entre a superfície externa do secador e o papel / (kW/ m² °C)

U_{par} – Coeficiente de transferência de calor entre o papel e o ar / (kW/m²K)

U_{pfrontal} – Coeficiente global de transferência de calor entre a superfície externa dos cilindros e o ar ambiente (transferência de calor através das paredes frontais da campânula) / (kW/m²K)

U_{plateral} – Coeficiente global de transferência de calor entre a superfície externa dos cilindros e o ar ambiente (transferência de calor através das paredes laterais da campânula) / (kW/m²K)

$U_{\text{porão}}$ – Coeficiente global de transferência de calor entre a superfície externa dos secadores e o ar do porão / (kW/m²K)

U_{pteto} – Coeficiente global de transferência de calor entre a superfície externa dos cilindros e o ar ambiente (transferência de calor através do teto da campânula) / (kW/m²K)

U_{vc} – Coeficiente global de transferência de calor entre o vapor saturado e a superfície interior do cilindro / (kW / m²K)

U_{vp} – Coeficiente global de transferência de calor entre o vapor saturado e o papel / (kW / m²K)

$\dot{V}_{\text{gás natural}}$ – Caudal volumétrico máximo de gás natural (m³_{PTN}/h)

$\dot{V}_{\text{max,ex}}$ – Caudal volumétrico máximo do ar insuflado / (m³/s)

X_{p} – Humidade do papel em base seca / (kg_{água}/kg_{fibra seca})

x_{p} – Humidade do papel em base húmida / (kg_{água}/kg_{papel})

$X_{\text{p,e}}$ – Humidade do papel em base seca à entrada da secaria / (kg_{água}/kg_{fibra seca})

$X_{\text{p,s}}$ – Humidade do papel à saída da secaria em base seca / (kg_{água}/kg_{fibra seca})

$x_{\text{p,s}}$ – Humidade em base húmida do papel à saída da secaria / (kg_{água}/kg_{papel})

z_1 – Altura a que foi efetuada a leitura de pressão (cota geométrica) / (m)

z_2 – Altura a que foi efetuada a leitura de pressão (cota geométrica) / (m)

z – Altura do nível de água no dique / (m)

Z – Fator de compressibilidade do vapor de água à pressão de saturação

$\Delta_1^{\circ}H_{\text{vap,Wevap}}$ – Entalpia de evaporação da água / (kJ / kg_{água evaporada})

ΔH_s – Diferencial da entalpia de desorção de água do papel / (kJ / kg_{água evaporada})

ΔP – Diferença entre a pressão estática e de estagnação no tubo de pitot / (Pa)

Δz – Diferença de altura entre as duas colunas de água do manómetro associado ao tubo de pitot / (m)

δ – Fator de redução do ar insuflado

η_1 – Fração da potência máxima a ser utilizada no sistema aerotérmico 1

η_2 – Fração da potência máxima a ser utilizada no sistema aerotérmico 2

η_{ex1} – Fração da potência máxima utilizada pelo sistema aerotérmico 1 para o ar de exaustão

η_{ex2} – Fração da potência máxima utilizada pelo sistema aerotérmico 2 para o ar de exaustão

η_{ins2} – Fração da potência máxima utilizada pelo sistema aerotérmico 2 para o ar insuflado

Θ – Fração da superfície do cilindro em contacto com a folha

μ_{ar} – Viscosidade absoluta do ar / (Pa s)

ρ_{ar} – Massa volúmica do ar / (kg/m³)

τ – Tensão do feltro / (N/m)

ϕ – Fração da humidade de equilíbrio entre o papel e o ar / (Pa/Pa)

1. Introdução

1.1. A Empresa

O início de atividade da Papeleira Coreboard S.A remonta a 30 de Abril de 1959, na altura com a designação de Matos e Rodrigues, Lda. A sua produção de 7 ton/dia consistia em papéis e cartolinas obtidas a partir de matérias-primas 100% recicladas através da utilização de duas máquinas de forma redonda. Em 1973, as duas formadoras foram substituídas por uma máquina de mesa plana, aumentando assim a sua capacidade de produção para 11 ton/dia. Em 2011, a Papeleira foi adquirida pelo grupo espanhol Alpesa através da Spiralpack – Manipulados de Papel, S.A. – e, em 2013, passou a pertencer ao Grupo Darvesh, tendo adquirido nessa data a designação social atual de Papeleira Coreboard S.A. (Papeleira Coreboard, 2018).

A aquisição da Papeleira Coreboard S.A., de agora em diante referida neste trabalho somente como Papeleira, permitiu ao grupo Darvesh aumentar a competitividade de toda a sua linha produtiva, uma vez que este pôde assegurar grande parte do abastecimento de papel sem a necessidade de recorrer a empresas externas. Porém, na altura da aquisição, a Papeleira não possuía a capacidade produtiva necessária para satisfazer as necessidades do grupo, dado que o seu processo produtivo, além de ser antigo, não estava otimizado para a produção de cartão para tubos. Deste modo, com a necessidade de modernizar e otimizar o seu processo e aumentar a capacidade produtiva, a Papeleira, junto do grupo Darvesh, deu início ao projeto de investimento denominado PP017 (Xavier, 2017).

No ano de 2016 foi iniciado o projeto de otimização no complexo industrial, que teve como objetivo aumentar o volume de produção bruta de papel de 150 t/dia para 250 t/dia e potenciar a melhoria da qualidade dos seus produtos e o desempenho ambiental da instalação. A primeira fase deste projeto consistiu na remodelação da secaria da máquina de papel, na instalação de uma nova caldeira de produção de vapor, na instalação de um novo acionamento da máquina de papel e na instalação de um novo sistema de controlo da qualidade do papel (Tsi TecInvest, 2016).

1.2. Objetivo da dissertação

A produção de papel e especialmente a secagem deste produto são processos que recorrem a um uso intensivo de energia. Considerando que só a secagem pode representar mais de dois terços da energia consumida pela máquina de papel e tendo em conta o

aumento do custo da energia, a otimização desta etapa pode levar a uma redução significativa no custo de produção (Lang, 2009; Kong *et al.*, 2011).

Deste modo, o principal objetivo desta dissertação de mestrado focou-se no desenvolvimento de ferramentas que permitissem auxiliar os operadores de máquina na tomada de decisões, elaborar um mapeamento dos consumos energéticos da zona de secagem e identificar oportunidades de melhoria.

2. Processo de fabrico do papel reciclado

O processo de fabrico de papel reciclado na Papeleira é constituído por nove etapas distintas: desagregação das fibras, flotação, crivagem e depuração, caixa de chegada, formação, prensagem, secagem, calandragem e enrolamento. As primeiras etapas têm como objetivo a obtenção de fibra individualizada e a remoção dos contaminantes existentes no papel reciclado. Já as etapas referentes à máquina de papel têm como objetivo formar a folha de papel, remover água, alisar e reduzir a espessura o papel para as características desejadas. Este processo produtivo pode ser observado no Anexo XVIII. Segue-se então, uma breve descrição deste processo de fabrico.

2.1. Desagregação

A recuperação da fibra reciclada é iniciada no *pulper*. Consoante o tipo de equipamento e rotor utilizados, esta etapa pode funcionar a alta (10-20%) ou baixa consistência (<5%) (Biermann, 1996). Aqui é introduzido o papel que será reciclado e é adicionada água até se obter a consistência desejada. Através de agitação mecânica, as fibras do papel são desagregadas. Durante esta etapa é também iniciada a remoção dos contaminantes mais grosseiros através de um *ragger* e crivos. O *ragger* é uma corrente metálica que tem por objetivo agregar contaminantes longos, como plásticos, arames e materiais fibrosos. Os materiais acumulados são removidos à medida que o *ragger* é extraído do *pulper* (Biermann, 1996). Quanto aos materiais mais pesados e de maiores dimensões, estes são separados da fibra reciclada devido à diferença de tamanhos por um sistema de crivagem incorporado no *pulper* ou existentes a jusante deste equipamento.

2.2. Flotação de ar dissolvido

A etapa de flotação de ar dissolvido tem como objetivo tratar as águas brancas ¹da máquina de papel. Antes de dar entrada no flotador é adicionado ar comprimido à corrente de águas brancas, assim como coagulantes e floculantes. Assim que entra no tanque de flotação, o ar comprimido dissolvido expande formando bolhas, que vão se agregar às partículas sólidas floculadas, arrastando-as para a superfície, onde são removidas (Krofta, 1992). As fibras recuperadas são posteriormente reintroduzidas no processo, na etapa de depuração, quanto à fase líquida, esta é dividida em duas correntes. Destas duas correntes de água, uma é reintroduzida na etapa de desfibrilação e a restante é encaminhada para uma estação de tratamento de águas residuais para que possa ser devidamente tratada.

2.3. Depuração

Após a passagem nos crivos onde são removidas as impurezas de maior dimensão, a suspensão de fibras dá entrada no sistema de depuração. Nesta etapa, a separação entre fibras e contaminantes é conseguida por diferença de densidades. Os contaminantes consistem em pequenos pedaços de metal, plástico e areia. O equipamento utilizado para separar as fibras das impurezas nesta fase é hidrociclone, que pode ser de metal ou plástico. Este equipamento funciona a média (1-3%) ou alta (2-5%) consistência e quedas de pressão baixas (70-210 kPa). A corrente de entrada é alimentada lateralmente pelo topo do equipamento formando um *vortex*. Na parte inferior do equipamento é alimentada uma corrente de água limpa. Devido ao diferencial de pressão, a água que é alimentada na parte inferior ascende e arrasta as fibras e, os metais e areias, como são mais pesados que a água, vão para a parte inferior do equipamento onde são então removidos (Biermann, 1996).

2.4. Caixa de chegada

A caixa de chegada é o primeiro estágio na máquina de papel e contém uma mistura de químicos (floculantes e coagulantes), água e fibras. Este equipamento pressurizado tem como principais funções: i) distribuir uniformemente o *furnish* ao longo da direção transversal da teia de formação; ii) alimentar o papel a uma velocidade

¹ Águas brancas: Denominação atribuída as águas processuais da indústria papeleira, devido à cor que geralmente apresentam. A cor branca deve-se essencialmente à presença de carbonato de cálcio.

constante e adequada à velocidade da máquina; iii) gerar e controlar turbulência para homogeneizar a suspensão e, deste modo, eliminar a aglomeração de fibras (Pulp Paper Mill, 2017).

2.5. Formação da folha

Na mesa de formação é iniciado o processo de remoção de água do papel. O formador existente na Papeleira é do tipo *Fourdrinier*. Como tal, a teia de papel move-se na horizontal e a drenagem de água ocorre apenas num dos lados do papel. A remoção de água é conseguida pela passagem da tela de formação em *foils* e caixas de vácuo. O objetivo da drenagem na zona de formação é garantir que o papel chegue à seção das prensas suficientemente seco para aguentar as forças que lhe serão aplicadas na zona de prensagem (Lam, 2016).

2.6. Prensagem

A etapa de prensagem é iniciada com a passagem do papel pelo cilindro aspirante. Em seguida, o papel é prensado por três cilindros prensa envoltos numa tela cujo objetivo é absorver a água livre drenada que, por sua vez, é removida da tela por ação de vácuo. Como ao absorver a água livre a tela também absorve os químicos existentes no papel, esta é limpa por um jato de água para não perder as suas capacidades de absorção (Lam, 2016). É de extrema importância que a secção de prensagem remova o máximo possível de água pois o aumento de 1% na humidade do papel à entrada da secaria pode traduzir-se numa redução de 5% na quantidade de papel produzido (Valmet , 2012).

2.7. Secagem

A secaria é responsável pela remoção de 1 a 2% de toda a quantidade de água que entra na máquina de papel, como se pode observar na Figura 1. Os valores estimados para esta Figura tiveram como base medições de consistência, humidade à entrada e saída da secaria, assim como estimativas de projeto para o teor de humidade à saída das prensas.

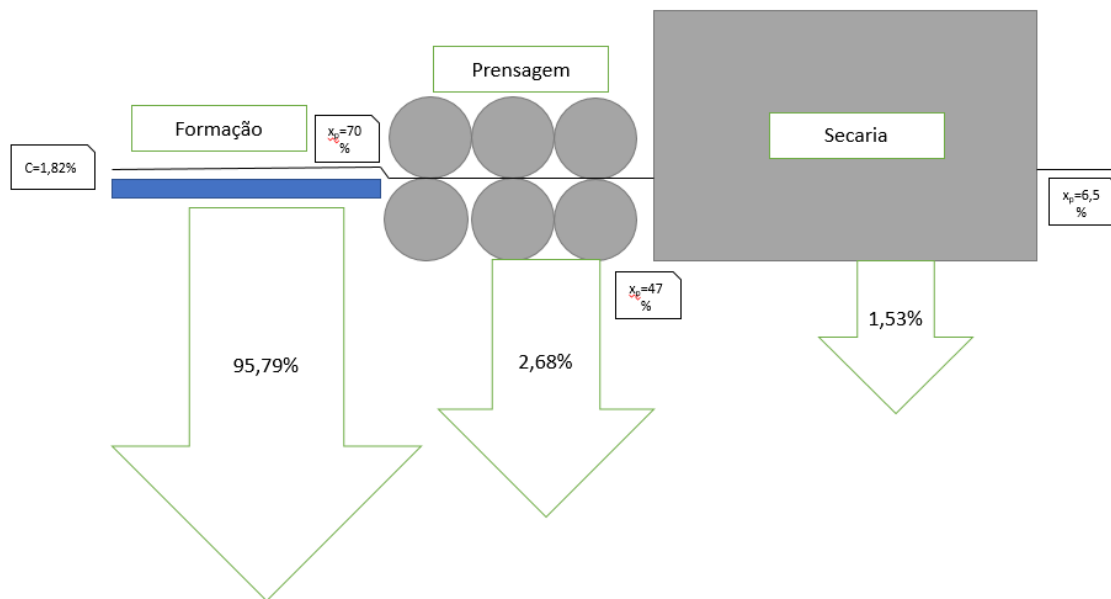


Figura 1: Distribuição da remoção de água da máquina de papel para papéis 450 g/m².

No momento em que o papel entra na secaria, contém um teor de humidade em base húmida de 47 a 53 % (Paper Technical Services, 2015). Com o objetivo de se secar o papel para teores de humidade de 6 a 7%, o papel passa por uma sequência de 34 cilindros aquecidos por vapor saturado pressurizado. A utilização de vapor saturado para fazer evaporar a água do papel é um método centenário bastante aplicado nesta indústria devido a vantagens face a outras fontes de energia, como ter uma alta entalpia de vaporização, fácil de transportar e baixa toxicidade (Nissan *et al.*, 1960; Slätteke, 2006). Com o propósito de evitar que a energia fornecida pelo vapor não seja dissipada para o exterior, a secaria é isolada termicamente por uma campânula. Além disso, para evitar que a humidade no interior da secaria atinja o valor de saturação, finalizando assim a transferência de massa da água entre o papel e o ar, são equipados sistemas para insuflar ar seco e sistemas de exaustão para remover o ar saturado do interior da secaria. Uma vez que o trabalho realizado nesta dissertação se focou na seção de secagem, foi efetuada uma descrição mais detalha deste processo e dos equipamentos que o constituem.

2.7.1. Cilindros de secagem

2.7.1.1. Configuração dos secadores

A configuração dos cilindros existentes na Papeleira é do tipo *two-tier*. Neste tipo de configuração são utilizadas dois feltros, um para os secadores superiores e outro para os inferiores como é possível observar na Figura 2. A teia de fibras mantém-se em contacto com o feltro até chegar ao *pocket fabric roll*, seguindo para próximo cilindro de secagem. A utilização dos *fabric rolls* e das caixas de insuflação de ar serve dois propósitos: em primeiro lugar, cria uma pressão positiva que ajuda o papel a descolar-se do feltro para o próximo secador. Em segundo lugar, diminui a distância entre cilindros, tornando por isso a teia menos sensível ao fluxo de ar insuflado (Tappi, 2008b).

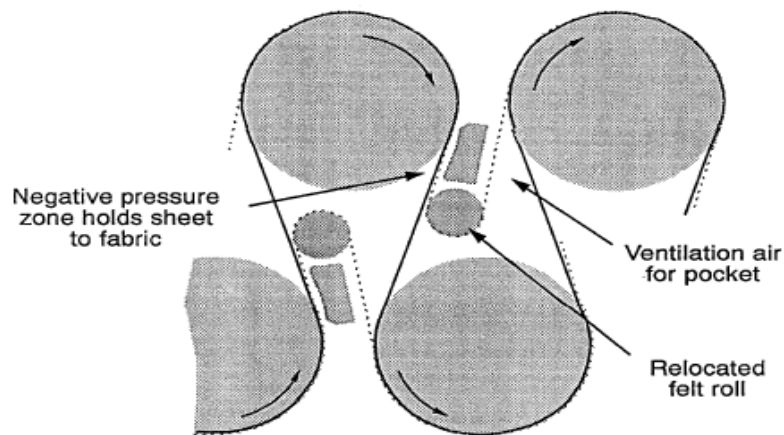


Figura 2: Representação de uma configuração *two-tier* para cilindros de secagem (Tappi, 2008b).

2.7.1.2. Comportamento do condensado

O comportamento do condensado no interior no secador depende essencialmente da velocidade de rotação deste equipamento como ilustrado na Figura 3. Para velocidades de rotação baixas, o condensado acumula-se na base do secador, sendo este comportamento denominado de *ponding*. Com o aumento da velocidade, o condensado começa a ser arrastado pelas paredes do secador, mas como a força centrífuga ainda não é elevada, liberta-se da parede em rotação e cai de volta para a base. O comportamento turbulento descrito denomina-se *cascading*. Para velocidades elevadas devido à força centrífuga, o condensado acompanha a rotação do secador, condição chamada de *rimming* (Tappi, 2009b). O estado mais favorável para a transferência de calor é o *cascading* em

consequência da turbulência existente dentro do secador (Valmet , 2012). Para induzir este comportamento em máquinas de velocidades elevadas, são introduzidas barras de turbulência no interior do cilindro. Deste modo, o condensado é impedido de ter um comportamento *rimming*, mantendo por isso um regime turbulento no interior do cilindro que consequentemente melhora a eficiência da transferência de calor (Deublin, 2010)..

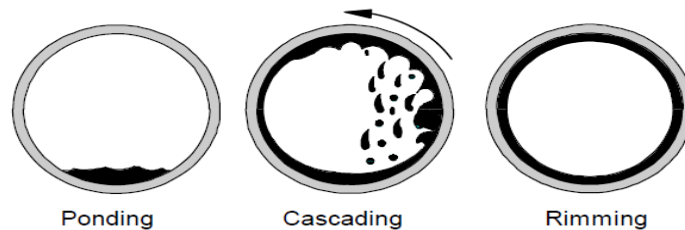


Figura 3: Comportamento do condensado no interior dos cilindros de secagem (Tappi, 2009b).

2.7.1.3. Sifões

O vapor saturado, ao entrar no cilindro de secagem, liberta energia para o casco do secador e condensa. O condensado é então removido por sucção através de um sifão e enviado a uma coluna *flash* onde será revaporizado. Os sifões utilizados pela Papeleira são do tipo estacionário, por se manterem fixos enquanto o cilindro de secagem roda. Esta característica acaba por ser vantajosa uma vez que o sifão não é afetado pela força centrífuga gerada com a rotação do cilindro de secagem (Deublin, 2010). A saída do condensado através dos sifões é conseguida pelo controlo da diferença de pressões existente entre a entrada de vapor e a saída dos condensados.

A escolha da diferença de pressões a utilizar deve considerar o comportamento do condensado no interior dos secadores e a velocidade de condensação do vapor (Valmet, 2012). Muitas vezes na indústria papeleira os sifões encontram-se a operar com diferenciais de pressão acima do valor mínimo requerido. Consequentemente, apesar de ser garantida a remoção do condensado no interior no secador, é também removido vapor saturado. Este vapor tem como principais funções diminuir o diferencial de pressão requerido, uma vez que reduz a densidade da mistura bifásica, arrastar gases não condensáveis e ajudar a estabilizar a evacuação do condensado para as diversas condições de operação. Por sua vez, uma remoção em excesso do vapor *blow through* pode acelerar processos de corrosão nas tubagens, aumentar a queda de pressão e diminuir a pressão de vapor nas baterias de secadores que reutilizam esta utilidade (Tappi, 2009b).

2.7.2. Vapor e condensados

O propósito do sistema de vapor e condensados é fornecer o vapor necessário aos cilindros de secagem e tratar as correntes de condensados. Os cilindros no interior da secaria da Papeleira estão agrupados em cinco baterias de secadores com um total de 34 cilindros. A pressão no interior dos cilindros da primeira e quinta bateria é controlada individualmente, enquanto para os restantes grupos é controlada coletivamente. Como o vapor utilizado no processo de secagem se encontra saturado, existe uma relação entre a pressão e a temperatura desta utilidade. Como tal, é possível afirmar que o objetivo deste controlo é de obter o perfil de temperaturas desejado ao longo da secaria para o processo de secagem do papel.

O vapor e condensado extraídos dos secadores são encaminhados para um sistema de colunas *flash*, a operar em cascata, que têm como função separar a fase gasosa da líquida. Uma vez que o equipamento em questão opera a pressões inferiores à das correntes de alimentação, verifica-se também uma revaporização parcial do condensado. O vapor *flash* obtido neste equipamento é reenviado para baterias de secadores a operar a uma pressão inferior. Já a fase líquida é reenviada para as restantes colunas *flash* presentes na fábrica, com exceção dos condensados que saem dos tanques *flash* 1 e 2, uma vez que o primeiro é reenviado para a caldeira e o segundo é utilizado para aquecer o ar insuflado.

O vapor *flash* dos tanques alimentados pela primeira e última bateria são enviados para um permutador *crossflow* 1 para aquecer o ar insuflado. A Figura 4 contém um diagrama de blocos da secaria onde pode ser observado o sistema de vapor e condensados em questão.

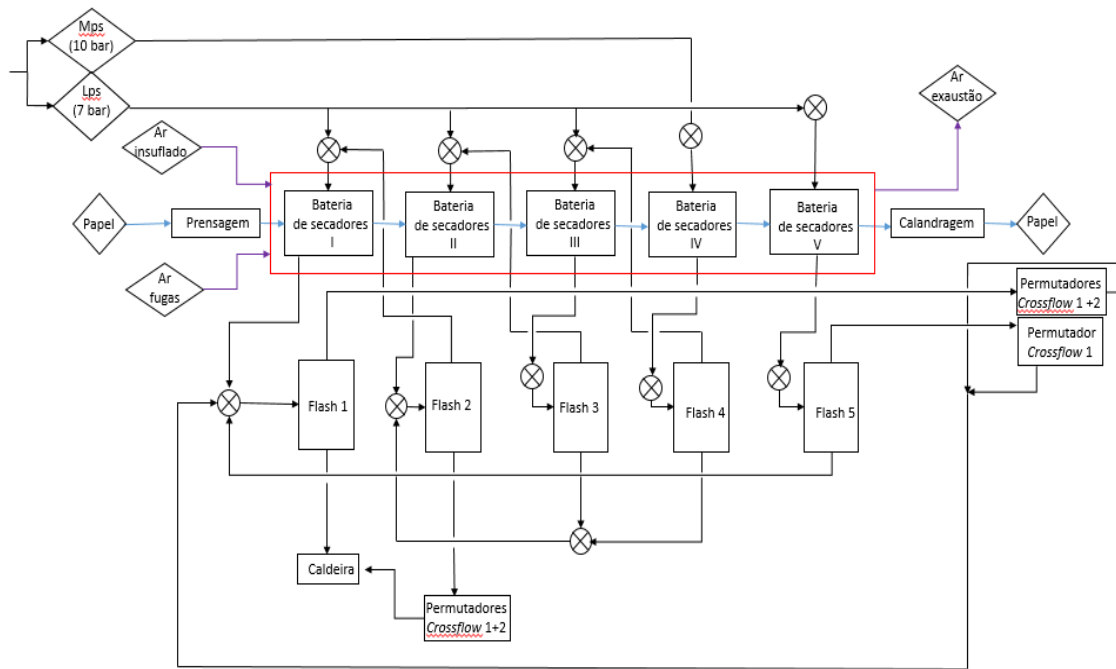


Figura 4: Diagrama de blocos da zona de secagem da máquina de papel da Papeleira Coreboard.

2.7.3. Campânula e sistema aerotérmico

É no interior da campânula que se realiza toda a operação de secagem do papel. Esta tem como principais funções: atuar como isolante térmico para minimizar a energia dissipada para o exterior da campânula; conter a água evaporada no processo de secagem; promover uma secagem uniforme e aumentar a eficiência ao controlar a circulação de ar, temperatura e humidade (Tappi, 2008a).

Na Papeleira, a campânula utilizada é fechada com porão aberto, como exemplificada na Figura 5-A. Associado à campânula, encontra-se também o sistema aerotérmico, que tem como principal função fornecer ar seco e remover ar saturado do interior da campânula, assim como aproveitar a energia do ar de exaustão para pré-aquecer o ar insuflado. O controlo da ventilação é de extrema importância, pois é a razão entre ar insuflado e ar de exaustão que vai ditar as condições de humidade e temperatura no interior da capota. Além disso, vai influenciar diretamente o nível zero da secaria. Para uma ventilação adequada, essa razão deve estar entre 65% e 80% para capotas fechadas, sendo que 70% é a referência para a secagem de papéis grossos (Ghosh, 2011; Tappi, 2012a; Tsi TecnInvest, 2016). Esse cálculo, designado por *hood balance* (HB), é efetuado através da equação 1.

$$HB = \frac{\dot{m}_{ar,ins}}{\dot{m}_{ar,ex}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1)$$

O nível zero indica a altura a partir da qual o interior da campânula fica a uma pressão superior à atmosférica. Aberturas na campânula acima do nível zero promovem uma circulação de ar e calor do interior para o exterior, gerando por isso perdas de calor. Aberturas abaixo do nível zero promovem uma transferência de massa do exterior da campânula para o seu interior. Para capotas fechadas, o nível zero deveria situar-se acima da altura das portas laterais (Tappi, 2012a).

Tendo em vista as condições de humidade no interior da campânula, é necessário levar em consideração se a quantidade de ar insuflado é suficiente para que com a absorção do vapor de água no ar não ocorra uma elevação do ponto de orvalho no interior da campânula acima do desejado, promovendo-se com isso um fenómeno de condensação no seu interior (Heimbach). Para avaliar se a massa de ar insuflado é suficiente, também se calcula o consumo específico de ar (CEA) em relação à água evaporada pela equação 2. Em capotas fechadas, o consumo específico de ar insuflado deverá rondar 5 a 10 kg_{ar}/kg_{água} (Tappi, 2008a).

$$CEA = \frac{\dot{m}_{ar,ins}}{\dot{m}_{w,evap}} \quad (2)$$

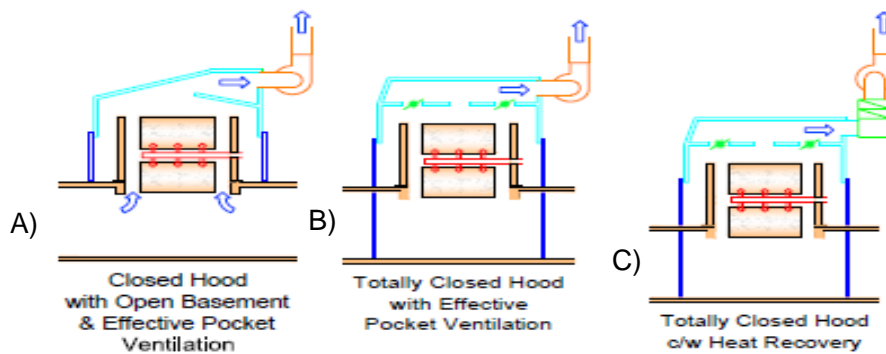


Figura 5: Tipos de campânulas fechadas existentes. A) Capota fechada e porão aberto. B) Capota e porão totalmente fechados. C) Capota e porão totalmente fechados e sistema de recuperação de calor (Tappi, 2008a).

2.8. Calandra

Após a secaria, o papel seco pode receber um tratamento final na sua superfície dependendo da espessura desejada pelo cliente final (Barreira, 2018). A calandragem

consiste em fazer o papel por dois rolos sob pressão. Este tratamento mecânico tem como objetivo melhorar as características de lisura e baixar a espessura do papel.

2.9. Enrolamento

A última etapa do processo de fabrico de papel consiste em enrolar o papel em bobines para depois ser cortado nos tamanhos desejados. Este papel já cortado será rebobinado e encaminhado para o armazém, onde ficará retido até ser expedido.

3. Revisão bibliográfica

Tendo como objetivo otimizar a secagem, projetar novas máquinas de papel, remodelar antigas, estudar o efeito de alterações nas condições de operação e aumentar o conhecimento sobre o processo de secagem, têm sido construídos ao longo dos últimos anos diversos modelos e simulações sobre a secagem de papel em sistemas multi-cilindros (Wilhelmsson *et al.*, 1993).

O primeiro grande marco na teoria da secagem foi proposto por Nissan e Kaye, em 1955, com a divisão da secagem em quatro fases distintas, como se descreverá mais adiante (Sadeghi, 2003). Desde então, com o aumento da velocidade e capacidade de computação, sua teoria tem sido complementada com modelos baseados em balanços macroscópicos e modelos mais complexos baseados em balanços microscópicos.

Em relação aos modelos baseados em balanços macroscópicos destaca-se o trabalho desenvolvido por Berrada e colaboradores (1997). Este modelo, projetado para controlo do processo de secagem, relaciona o papel, a humidade, o vapor saturado e os cilindros de secagem por meio de seis equações diferenciais para estimar a temperatura do papel (Berrada *et al.*, 1997). Yeo e colaboradores (2004) desenvolveram o modelo de Berrada introduzindo o termo referente à energia de dessorção. Além disso, ao contrário do autor anterior, os resultados do modelo foram comparados com medições efetuadas a uma máquina de papel. Este modelo, além de estimar a temperatura do papel, permite também a previsão da temperatura do feltro e da superfície dos cilindros ao longo da secaria. A determinação das temperaturas teve como base regressões multivariáveis não lineares para estimar os coeficientes de transferência de calor. Nestas equações, o coeficiente de transferência de calor entre o secador e o papel e entre o papel e o ar foram relacionados a humidade (base seca) do papel ao longo da secaria, a velocidade da

máquina e a gramagem (Yeo *et al.*, 2004). Já Nilsson (2004), num trabalho semelhante, relacionou o coeficiente de transferência de calor entre o vapor saturado e o secador apenas com a velocidade da máquina. Em ambos os estudos, de Yeo e de Nilsson, as regressões identificadas dependiam da máquina de papel a ser estudada (Nilsson, 2004, Yeo *et al.*, 2004).

Baseados nos balanços mássicos e energéticos, foram também desenvolvidos modelos para prever as condições de humidade no interior da campânula. Neste âmbito destaca-se o trabalho de Videau e colaboradores (1980), onde o interior da campânula é dividido em três zonas – bolsas de secagem, *hoods* (região entre as bolsas de secagem e o feltro) e zona de extração (região entre a face superior do feltro e o teto da campânula) (Videau *et al.*, 1980). Godbanan e colaboradores (2015) também formularam um modelo para prever as condições de humidade no interior da campânula, diferenciando-se de Videau por só considerar a existência de duas zonas, determinando dessa forma apenas a humidade do ar no interior das bolsas de secagem e no ar de exaustão (Ghodbanan *et al.*, 2015)

As modelações baseadas em balanços microscópicos, uma vez que necessitavam de uma maior capacidade de computação, começaram a ser exploradas apenas no final do século passado. Reardon (1994) desenvolveu um modelo capaz de prever as condições de humidade ao longo da espessura do papel. Neste modelo, o transporte da fase líquida era explicado por ação capilar, enquanto a transferência na fase gasosa era descrita por fenómenos de difusão e convecção. O modelo em questão foi também utilizado para prever o consumo específico de vapor e estimar o efeito de variáveis de processo como a humidade e a temperatura do papel à entrada da secaria, e a temperatura do ar nas bolsas de secagem na velocidade da máquina de papel e no consumo específico de vapor. O autor também estudou o efeito da velocidade do ar no coeficiente de transferência de massa entre o papel e o ar, bem como o efeito da humidade do papel no coeficiente de transferência de calor entre a superfície do cilindro e o papel, desenvolvendo duas equações para determinar estes dois coeficientes de transferência de calor (Reardon, 1994). Sadeghi (2003) desenvolveu o modelo de Reardon distinguindo a água ligada da água livre, descrevendo o fluxo de água ligada em função de um gradiente de concentrações ao invés de um gradiente de pressões (como sugerido no modelo de Reardon). Ao contrário de Reardon que só testou o modelo numa máquina de papel à escala laboratorial, os resultados previstos pelo modelo de Sadeghi foram validados a nível industrial (Sadeghi, 2003). Por fim destaca-se ainda o trabalho desenvolvido por

Karlsson e Stenström (2007), cujo modelo desenvolvido para a secagem de cartão, além de prever a humidade e temperatura do papel ao longo do comprimento da secaria e da espessura do papel, prevê também a contração da folha durante a secagem (Karlsson e Stenström, 2007).

Além da construção de modelos baseados na teoria da secagem, a otimização da secaria pode ser também conseguida através de melhorias no sistema de recuperação de calor. Baseando-se em balanços mássicos e energéticos parciais ao papel, água e ar no interior da campânula, assim como balanços mássicos e energéticos ao sistema de recuperação de calor, Li e seus colaboradores (2011) construíram um modelo não linear que teve como objetivo minimizar o consumo específico de vapor. O modelo em questão utilizou uma formulação modular, tendo a determinação do consumo específico de vapor obtida através de uma relação linear com a massa de água evaporada (Li *et al.*, 2011). Kong e Liu (2011) aplicaram um modelo semelhante ao de Li e seus colaboradores para avaliar a eficiência energética de uma máquina de papel de jornal. Para isso, balanços mássicos e energéticos parciais foram aplicados ao papel, à água e ao ar. Com o intuito de realizar os balanços mássicos à água ao longo das baterias de secadores, foram retiradas amostras para medir o teor de humidade no papel. Já para se determinarem as condições do ar insuflado, de fugas e exaustão, foi utilizado um sensor de humidade e temperatura. A energia dissipada pela campânula foi também contabilizada neste modelo para avaliar o desempenho da secaria. Para avaliar o desempenho da secagem, Kong e Liu (2011) recorreram ao consumo específico de energia por unidade de massa de água evaporada. A utilização deste indicador teve como princípio normalizar o efeito da humidade no papel à entrada da secaria para que os resultados pudessem ser comparados com os de outras fábricas. Os resultados do modelo permitiram detalhar os consumos energéticos de toda a secaria de modo satisfatório, bem como identificar uma temperatura excessiva do ar insuflado e uma humidade muito baixa do ar de exaustão devido a uma alimentação excessiva de ar insuflado. Quando ajustadas estas duas variáveis, foi possível obter poupanças energéticas na ordem dos 3% (Kong e Liu, 2011).

Sivill e seus colaboradores (2005) desenvolveram um modelo termodinâmico baseado na metodologia *pintch*² com o objetivo de melhorar a eficiência do sistema de recuperação de calor no sistema aerotérmico, utilizando medições *in situ* do caudal, humidade e temperatura do ar de exaustão e insuflação. O resultado deste estudo

² Metodologia *pintch* ou dos pontos de estrangulamento: Método de análise que permite estudar e determinar a rede de transferência de calor mais eficiente e económica em processos químicos.

culminou com uma proposta para aumentar o sistema de recuperação de calor para que, além de pré-aquecer o ar insuflado, fosse também possível o aquecimento de água de processo. O sistema de recuperação de calor baixava a temperatura além da temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão, aproveitando também a energia dissipada pela condensação do vapor de água (Sivill *et al.*, 2005). Da mesma forma, a metodologia *pintch* foi também aplicada por Pettersson (2007). Depois de desenhar a superestrutura onde estavam mapeadas todas as possibilidades de transferência de calor entre correntes quentes e correntes frias, o autor aplicou um algoritmo genético³ para selecionar as melhores opções de projeto. O modelo foi posteriormente complementado com uma formulação mais robusta, que teve em consideração a modificação de variáveis de processo como a humidade do ar e o caudal de água de processo (Pettersson *et al.*, 2007). De facto, a metodologia *pintch* tem um grande potencial para aumentar a eficiência energética de uma fábrica. Porém, uma vez que as melhorias propostas por esta ferramenta envolvem uma movimentação de capital devido ao custo da implementação da rede de transferência de calor, devem primeiro ser exploradas alternativas mais baratas, como reduzir a energia necessária para a secagem ou melhorar a eficiência energética ao reduzir a energia dissipada (Kemp, 2007).

Com o avanço da ciência da computação, permitiu-se o desenvolvimento de novas técnicas de modelação. A construção de redes neuronais para modelar e otimizar processos químicos tem sido estudada desde a última década do século XX. Este tipo de modelação caixa-negra utiliza um algoritmo para analisar as interações entre *inputs* e *outputs* do modelo através de vários testes. Os modelos criados podem ser utilizados para prever *outputs*, filtrar dados e otimizar processos (Baughman, 1995). Na indústria papelreira, a utilização deste tipo de modelação foi aplicada na empresa Enso Gutzeit Corp para previsão de parâmetros de qualidade do papel como a força de ligação entre fibras. O modelo obtido teve um bom ajuste entre as circunstâncias medidas e previstas, além de demonstrar robustez perante a utilização de variáveis com oscilação de valor (Lampinen, 1994). No intuito de simular o processo de secagem, Arya (2006) recorreu também à modelação por redes neuronais para prever a humidade do papel ao longo da secaria. Os resultados obtidos foram comparados com valores reais e estimativas provenientes do modelo formulado por Berrada. Ambas as simulações obtiveram resultados semelhantes aos valores mensurados (Arya, 2006). Gonçalves (2012) também aplicou este tipo de

³ Algoritmo genético: Técnica de otimização baseada em conceitos de genética e seleção natural.

modelação *black-box* para simular o processo de secagem de uma máquina de papel *tissue*. O modelo obtido conseguiu ultrapassar desvantagens dos modelos convencionais, como a falta de dados essenciais para a modelação convencional deste processo, sem com isso prejudicar o seu desempenho das simulações (Gonçalves, 2012).

4. Teoria da secagem

O principal objetivo da secaria da máquina de papel é remover a água presente na teia de fibras após a secção de prensagem. Nesta fase do processo, a remoção de água dá-se por evaporação, sendo que a energia necessária para a ocorrência deste fenómeno é fornecida pela passagem de vapor saturado nos cilindros de secagem. Este é um processo complexo pois envolve fenómenos de transferência de calor e massa em simultâneo, tendo como principais forças motrizes as diferenças de temperatura entre a superfície dos secadores e o papel, e a diferença de concentrações de água entre o papel e o ar presente no interior da secaria.

A partir disso, neste capítulo será citada uma descrição macroscópica dos fenómenos intrínsecos ao processo de secagem. Os modelos aqui apresentados foram posteriormente utilizados para simular o processo de secagem.

4.1. Fases da secagem

Aplicando a teoria de Nissan, a secagem do papel por sistemas multi-cilindros é dividida em quatro fases, como se pode observar na Figura 6 (Nissan *et al.*, 1960).

Esta divisão em quatro partes permite compreender os perfis de temperatura da folha de papel ao longo da secaria. Quando a folha se encontra na fase I, é iniciado o seu aquecimento, atingindo a temperatura máxima no final da fase II. Já na fase III observa-se um decréscimo de temperatura na folha, uma vez que está a sair do secador. Devido à presença do feltro, a água evaporada encontra uma resistência física, havendo por isso uma redução na taxa de evaporação nas fases I, II e III. Na fase IV ocorre uma diminuição abrupta da temperatura da folha, visto que nesta fase não existe secador. Ademais, é nesta etapa que são verificadas as maiores taxas de evaporação devido à ausência do feltro (Reardon, 1994).

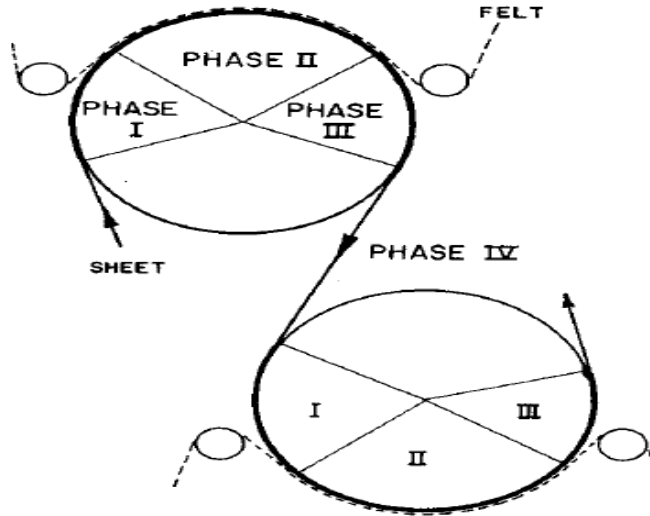


Figura 6: Fases da secagem do papel em secarias multi-cilindros com configuração two-tier (Nissan *et al.*, 1960).

4.2. Transferência de massa

No processo de secagem, a transferência de massa ocorre simultaneamente com a transferência de calor. Assim, para descrever o decréscimo de humidade do papel ao longo da secaria, é necessário a realização de balanços mássicos e, subsequentemente, determinar a temperatura do papel através de um balanço energético. A determinação da taxa de evaporação ao longo da secaria dá-se através do uso da equação de Stefan, deduzida através da equação geral da difusão (Ghodbanan *et al.*, 2015).

$$\frac{\dot{m}_{Wevap}}{A_t} = \frac{k_f \cdot M_w \cdot P_t}{R_g \cdot T_p} \cdot \ln \left(\frac{P_t - P_{va}}{P_t - P_{vp}} \right) \quad (3)$$

Considerando-se que a operação de secagem ocorre em regime turbulento, a equação de Stefan pode ser simplificada para a equação 4 (Berg, 2007). Para melhor se compreender a origem destas equações no Anexo XVIII é possível observar um esquema do processo de transferência de massa na interface papel/ar.

$$\frac{\dot{m}_{Wevap}}{A_t} = \frac{k_f \cdot M_w}{R_g \cdot T_p} (P_{vp} - P_{va}) \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de massa entre o papel e o ar pode ser estimado através da analogia de Chilton-Colburn, como se pode observar nas equações 5 e 6,

necessitando-se para isso conhecer o coeficiente de transferência de calor entre o papel e o ar (Kong *et al.*, 2011).

$$k_f = \frac{h_{papel,ar}}{\rho_{ar} C_{p,ar}} Le^{-2/3} \quad (5)$$

$$Le = \frac{Sc}{Pr} \quad (6)$$

A pressão parcial do vapor de água no ar pode ser representada em função da humidade absoluta no ar através da equação 7 em que 0,62 é a razão entre as massas molares da água e do ar. Já a pressão parcial do vapor de água na superfície do papel é determinada através da equação 8, onde φ é multiplicado por P_{va}^{sat} para representar a diminuição da pressão parcial do vapor de água no papel à medida que este vai ficando mais seco. Finalmente a pressão de saturação do vapor de água no ar é determinada pela equação de Antoine (equação 9) (Slätteke, 2006).

$$P_{va} = \frac{AH}{AH + 0,62} P_t \quad (7)$$

$$P_{vp} = P_{va}^{sat} \times \varphi \quad (8)$$

$$P_{va}^{sat} = 10^{\left(10,127 - \frac{1690}{T_P + 230}\right)} \quad (9)$$

A variável φ representa a fração da humidade de equilíbrio e varia de 0 a 1. A relação de equilíbrio entre a humidade do papel e a humidade relativa do ar (φ) a temperatura constante é expressa através de uma curva isotérmica como demonstrado no subcapítulo 4.3.

Como o coeficiente de transferência de massa não é igual nas quatro fases da secagem, é utilizado um coeficiente que traduz o fator de redução da transferência de massa no feltro, como se pode observar na equação 10. Conforme o material de que é constituído e a sua porosidade, a redução da transferência de massa pelo feltro é estimada em cerca de 30 a 50% (Gaillemard, 2006).

$$k_{f,feltro} = (1 - FRF) \cdot k_f \quad (10)$$

$$0,3 \leq FRF \leq 0,5$$

4.3. Dessorção da água do papel

As fibras de celulose são um material higroscópico. Como tal, parte da água presente no papel está ligada à celulose por pontes de hidrogénio e, conseqüentemente, as propriedades da água ligada vão diferir das propriedades da água livre (Haslach, 2000) (Ghosh, 2011). Numa escala macroscópica, esta ligação pode ser entendida como processos de adsorção (no caso de humedecimento) ou dessorção (no caso de secagem) da água e, desse modo, podem ser mensurados obtendo-se no final uma curva isotérmica. Estas curvas são representações experimentais que relacionam a humidade do papel com a humidade relativa do ar ambiente em condições de equilíbrio difusional e temperatura constante (Haslach, 2000). Na Figura 7 é possível observar a isotérmica de dessorção determinada por Heikkila e Prahl para pasta a uma temperatura de 60°C. Para a determinação da isotérmica, por parte de Prahl, foram utilizadas fibras provenientes de *softwoods* e *hardwoods*, assim como pastas obtidas pelo processo *kraft* e ao sulfito. Os resultados experimentais obtidos por este autor permitiram-lhe concluir que a dessorção para diferentes tipos de pastas não é significativamente divergente (Sadeghi, 2003). Esta conclusão é verificada na Figura 7, onde pode-se observar que as humidades relativas estimadas por Heikkila e Prahl são concordantes. No entanto, os resultados experimentais obtidos por Keränen (Keränen, 2011) indicam que o teor de *filler* influencia o fenómeno de dessorção. Nesta investigação, com o aumento do teor de *filler* no papel, notou-se uma menor humidade no papel para a mesma fração de humidade de equilíbrio, ou seja, as curvas da Figura 7 deslocam-se para a esquerda.

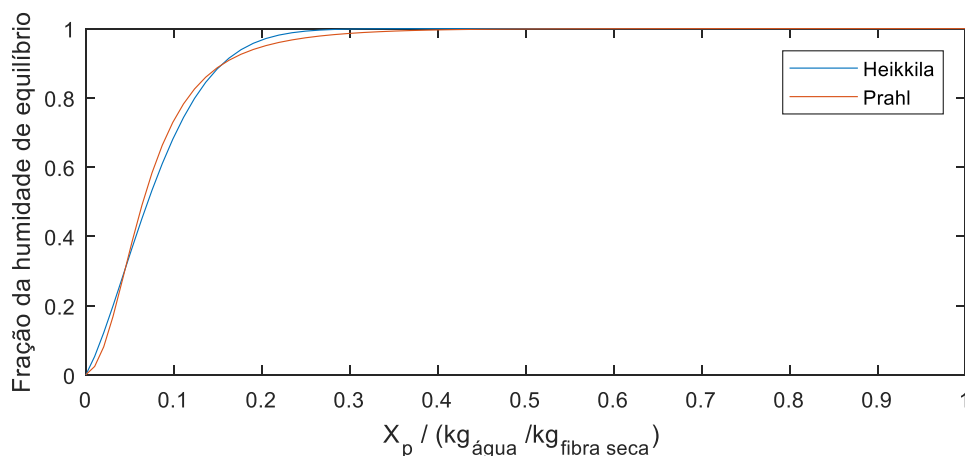


Figura 7: Isotérmicas para o processo de dessorção de água do papel obtidas por Heikkila e Prahl para uma temperatura de 60°C (Reardon, 1994; Slätteke, 2006).

Uma vez que o estudo realizado por Prahl contém informação sobre uma maior variedade de matérias-primas, neste trabalho será utilizada a equação determinada por este autor para estimar a humidade relativa. A equação 11 traduz então a relação entre a humidade relativa e a humidade do papel (Reardon, 1994).

$$\varphi = e^{(b_1 \cdot (T_p + 273.15) + b_2)} \quad (11)$$

$$b_1 = e^{(-17,255 \cdot X_p + 0,121 \cdot \sqrt{X_p} - 3,640)} \quad (12)$$

$$b_2 = e^{(-14,313 \cdot X_p - 2,167 \cdot \sqrt{X_p} + 2,772)} \quad (13)$$

À medida que o papel vai aumentando o teor de secura, a quantidade de água livre à sua superfície vai sendo cada vez mais limitada. Assim, para que seja possível a secagem do papel para o valor de humidade desejado, é necessário vencer as forças de ligação entre a água e a celulose. Este excesso de energia denomina-se energia de dessorção e pode ser relacionado com a fração de humidade de equilíbrio através da Lei de Clausius-Clapeyron, como exemplificado na equação 14 (Slätteke, 2006).

$$\Delta H_s(T_p) = -\frac{R}{M_w} \left[\frac{d(\ln \varphi)}{d(1/T_p)} \right] \quad (14)$$

Na Figura 8 é possível observar energias de dessorção determinadas por cinco autores. Heikkila estimou a energia de dessorção para pastas mecânicas (Ghosh, 2011), enquanto Keränen realizou seu estudo utilizando pastas químicas de bétula (Keränen, 2011). Já Lampinem determinou o calor de dessorção para papéis de jornal utilizando relações termodinâmicas (Lampinem, 1990) e Stamm utilizou pasta *kraft*. Finalmente, Prahl, como já referido, usou fibras de *softwood* e *hardwood*, bem como pastas obtidas pelo processo *kraft* e ao sulfito (Sadeghi, 2003).

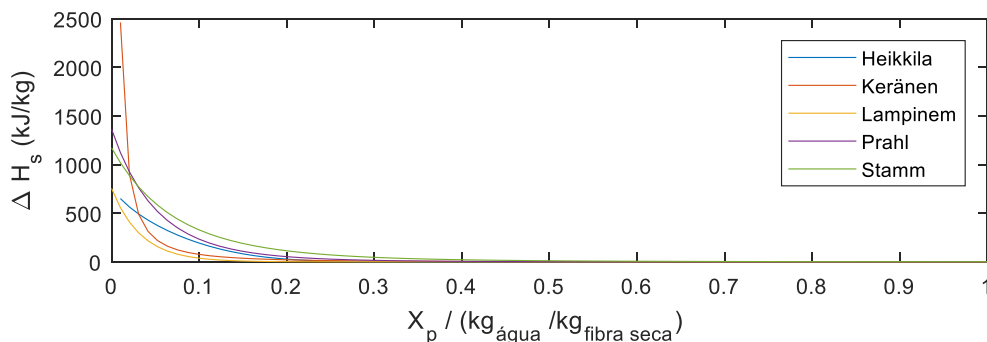


Figura 8: Diferencial de energia de dessorção estimado por Heikkila, Keränen, Lampinem para 70°C, assim como as estimativas de Prahl e Stamm (Lampinem, 1990; Sadeghi, 2003; Slätteke, 2006; Keränen, 2011).

Como pode-se notar na Figura 8, após a pasta atingir uma humidade de 0,3 kg_{água}/kg_{fibra seca}, ou seja a humidade crítica, inicia-se o processo de desorção. Depois de alcançado o teor de humidade crítica, percebe-se um aumento exponencial do diferencial de energia de desorção até os estágios finais da secagem.

Além disso, também é possível constatar perfis muito semelhantes para as investigações de Prah e Stamm. Por outro lado, assinala-se a tendência para infinito do diferencial de energia de desorção obtido por Keränen à medida que a humidade tende para zero. Este perfil torna a curva irrealista, visto que a energia de ligação entre a última fração de água e a celulose deve ser finita (Slätteke, 2006). Quanto aos métodos para estimar o diferencial de energia de desorção propostos por Lampinem e Heikkila, apesar de possuírem perfis distintos, aparentam convergir para o mesmo diferencial de energia quando a humidade tende para zero.

Uma vez que a secaria analisada produz uma gama de gramagens de 180 a 480 g/m², neste trabalho será utilizado o método proposto por Stamm, expresso na equação 15, para determinar o diferencial de energia de desorção. Esta escolha deveu-se principalmente aos factos de ser o método em que a humidade crítica é atingida mais cedo e de calcular um maior consumo de energia para a desorção. Porém, realça-se que, devido às gramagens processadas e ao tipo de matéria-prima utilizada, ou seja fibra reciclada, esta equação não estima um valor próximo do real. Isto deve-se ao facto dos estudos realizados por Burstein, em 1944, indicarem que a humidade crítica para papéis de gramagens de 180 g/m² se situa entre 0,22 a 0,72 kg_{água}/kg_{fibra}, tendendo este valor a elevar-se com o aumento da gramagem e grau de refinação (Burstein, 1944).

$$\Delta H_s = 1172 e^{\left(\frac{-14 X_p}{1+X_p}\right)} \quad [kJ/kg] \quad (15)$$

4.4. Propriedades do ar

A humidade do ar insuflado e de exaustão têm grande importância no desenrolar do processo de evaporação. A determinação da humidade absoluta do ar é conseguida pela utilização das equações 16 e 17. No presente trabalho, o valor da humidade relativa para o ar insuflado foi obtido através das informações meteorológicas providenciadas pelo *website windy* (Windy).

$$AH = \frac{M_w P_{va}}{M_{ar} P_{ar}} = 0,622 \frac{P_{va}}{P_t - P_{va}} \quad (16)$$

$$RH = \frac{P_{va}}{P_{va}^{sat}} \times 100 \rightarrow P_{va} = \frac{RH \cdot P_{va}^{sat}}{100} \quad (17)$$

Devido à evaporação da água do papel, o ar presente no interior da campânula humidifica, tornando-se necessário ter em atenção a temperatura do ponto de orvalho para prevenir fenómenos de condensação no interior da campânula. A estimativa desta variável é conseguida reestruturando-se a equação de Antoine representada na equação 8 para a equação 18.

$$T_{po} = - \left(230 + \frac{1690}{\log_{10}(P_{va}^{sat}) - 10,127} \right) \quad (18)$$

Outro aspeto significativo é o nível de arejamento no interior da secaria. É vital que o caudal de ar de exaustão e ar de insuflação sejam os adequados, pois é o equilíbrio entre estas duas variáveis que vão ditar as condições no interior da campânula. Operar a secaria com um excesso de ar de exaustão na campânula provoca a queda da temperatura do ar nas proximidades da folha de papel, secadores e na tela. Além disso, aumenta as perdas de calor por radiação e convecção e reduz a eficiência de recuperação de calor do sistema aerotérmico. Por sua vez, operar a secaria com ar de exaustão insuficiente eleva a eficiência energética do sistema aerotérmico porém, acrescenta o risco de condensação no interior da campânula, corrosão dos equipamentos e fugas de calor e ar húmido para fora desta secção da máquina de papel (Chaloux, 2014).

A estimativa dos caudais de ar no sistema de insuflação e exaustão é efetuada através da equação 19, na qual se tem a fração de potência elétrica a que está a funcionar o sistema de ventilação e o caudal máximo deste equipamento (referido nas descrições do equipamento) como variáveis de entrada. Esta simplificação deveu-se ao principalmente ao facto de que os caudais de ar de insuflação e exaustão são controlados manualmente com o ajuste da potência elétrica a que está a funcionar o sistema de ventilação. Assim, com o objetivo de se conseguir uma estimativa para os caudais de ar a serem utilizados diariamente, uma vez que de momento não existe um método direto de ser medir estes caudais, foi optada a utilização da equação 19.

$$\dot{m}_{ar} = (\eta_1 + \eta_2) \cdot \dot{m}_{ar,max} \quad (19)$$

Para validar a equação 19 recorreu-se a um tubo de pitot, construído na oficina da Papeleira, para medir a velocidade do ar de exaustão em três pontos distintos (à mesma altura), na conduta que dá entrada no permutador de calor *crossflow* 2. A escolha do local teve como critério o *design* da conduta – pois possuía comprimento e largura suficiente para que o regime de escoamento fosse minimamente estável –, a existência de aberturas onde pudesse ser inserido o tubo de pitot para realizar as medições em questão, e a acessibilidade do local. A determinação do caudal de ar é conseguida através das equações 20, 21 e 22. Como a humidade do ar de exaustão é desconhecida, utilizou-se a massa específica do ar seco. Esta variável foi estimada através da lei dos gases ideais (equação 24) para uma temperatura de 90°C. Relativamente ao medidor de pressão foi utilizado um manómetro de água com corante – para facilitar a determinação da diferença de alturas manométricas (Δz) –, quanto ao valor de η foi utilizada a potência elétrica do sistema de exaustão do sistema aerotérmico 2 pois, as amostragens com o tubo de pitot foram realizadas neste equipamento.

$$\frac{P_1}{\rho_{ar} \cdot g} + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho_{ar} \cdot g} + \frac{u_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \quad (20)$$

- Onde $z_1 = z_2$ e u_1 é igual a 0.

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{P_1 - P_2}{\rho_{ar}}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho_{ar}}} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{arex} = \rho_{ar} \cdot u_2 \cdot A_{ex} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{arex,linear} = \eta_{ex2} \cdot \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{max,ex} \quad (23)$$

$$\rho_{ar} = \frac{P_t \cdot M_{ar}}{R_g \cdot T_{ar,ex}} \quad (24)$$

Tabela 1: Comparação entre os caudais de ar de exaustão estimados pela equação 23 e pelo tubo de pitot.

$P_{ar}/$ kg/m ³	$\dot{V}_{max}/$ m ³ /s	η_{ex2}	$m_{arex, linear}/$ kg/s	$\Delta z /$ cm	$\Delta P /$ Pa	$u_2 /$ m/s	$A /$ m ²	$m_{arex} /$ kg/s	Erro _{abs}
0,96	12,5	0,9878	11,82	0,9	88,2	13,58	1,04	13,47	1,65
0,96	12,5	0,9878	11,82	0,8	78,4	12,8	1,04	12,69	0,87
0,96	12,5	0,9878	11,82	0,5	49	10,12	1,04	10,03	1,79
0,96	12,5	0,9878	11,82				Média	12,06	0,24

- \dot{V}_{max} diz respeito ao caudal volumétrico máximo que é possível atingir.
- η_{ex2} diz respeito a potência energética registada no painel de controlo para o sistema de ventilação em questão.

Como é possível observar pelos resultados obtidos, o caudal de ar medido pelo tubo de pitot variou conforme o local onde foi medida a velocidade. Esta variação ocorre pois ao se aproximar da abertura onde foi inserido o tubo de pitot, podem existir alterações no regime de escoamento do ar por conta da diferença de pressões existente entre o interior e o exterior da conduta.

Quando comparados os resultados dos dois métodos, é possível verificar que ambos são próximos de certo modo pois obteve-se um erro absoluto máximo de 1,79 kg/s e mínimo de 0,87 kg/s. Ao calcular o valor médio do caudal de ar para os três pontos, o erro absoluto teve um valor de 0,24 kg/s. Dessa forma, conclui-se que, apesar da equação 19 não ser o método ideal para estimar o caudal de ar, ela consegue dar uma estimativa satisfatória.

4.5. Propriedades do vapor

Como já referido, na seção da secagem recorre-se à utilização de vapor saturado como fonte de energia para o processo de evaporação. A relação entre a pressão do vapor e a sua temperatura pôde ser observada na equação 9. A administração da pressão de vapor vai permitir o controlo das temperaturas desta utilidade, permitindo-se assim obter uma curva da secaria, como a ilustrada na Figura 9.

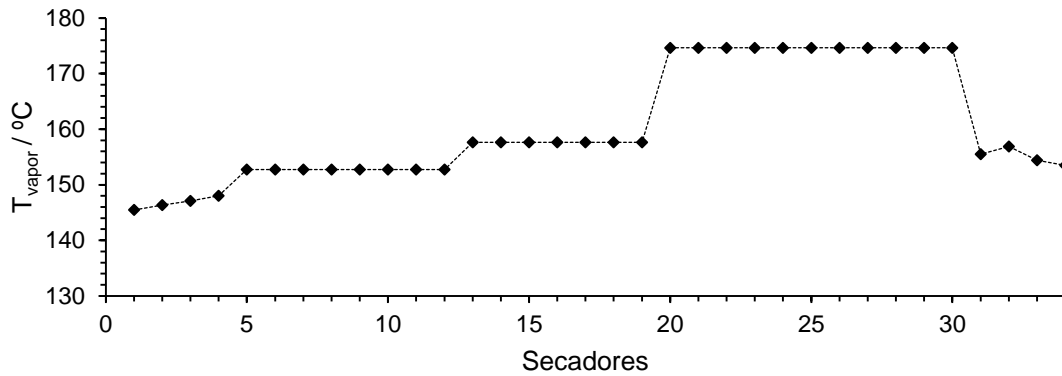


Figura 9: Curva da secaria obtida através do controlo das pressões no interior dos secadores.

Relacionado com o vapor está o coeficiente de transferência de calor entre esta utilidade e a superfície do secador, e o coeficiente de transferência de calor entre a superfície do cilindro e o papel.

A transferência de calor é afetada pela velocidade da máquina, remoção de condensados, pela ventilação nas bolsas de ar, tensão dos feltros, geometria dos secadores e pelo teor de humidade do papel (Keränen, 2011). Devido ao desconhecimento da espessura do condensado e das incrustações no interior dos cilindros, o cálculo do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e a superfície interior do cilindro torna-se uma tarefa complicada. Estudos para determinar o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o cilindro estimam que este possa variar entre 500 a 5000 W/m²K (Gaillermard, 2006; Keränen, 2011). Em relação ao coeficiente de transferência de calor entre a superfície exterior do secador e o papel, têm existido vários estudos que associam esta variável com a humidade do papel através de uma equação linear, como a que se pode observar na equação 25 (Reardon, 1994; Yeo *et al.* 2004; Gaillermard, 2006). O coeficiente α pode variar entre 200 a 1000 W/m²K e o coeficiente β , entre 400 a 1600 W/m²K, contudo, este é normalmente fixo em 955 W/m²K (Åkesson *et al.*, 2006; Gaillermard, 2006).

$$U_{cp} = \alpha + \beta \cdot X_p \quad (25)$$

Uma alternativa à equação 25 foi apresentada por Riddiford que, aplicando o conceito teórico do espaçamento de ar entre o cilindro e o papel, desenvolveu a equação 26 a qual relaciona a tensão do feltro, raio do secador, velocidade da máquina, viscosidade e temperatura do ar com o coeficiente de transferência de calor (Reardon, 1994). Contudo, esta equação não será aqui aplicada pois o valor da tensão do feltro é desconhecido.

$$U_{cp} = \frac{(0,0222 \cdot T_{ar,insuf} + 7,18) \cdot 10^{-3}}{R_o \cdot \left(\frac{\mu_{ar} \cdot u}{\tau}\right)} \quad (26)$$

O coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel pode ser determinado pela equação 27, em que a variável a representa a fração de energia transferida do vapor para o ar (Keränen, 2011). No Anexo XVIII é possível observar uma representação esquemática de todas as resistências à transferência de calor envolvidas no processo de secagem.

$$U_{vp} = \frac{1-a}{\theta} \cdot \frac{1}{\frac{1}{U_{vc}} + \frac{esp_c}{k_c} + \frac{1-a}{U_{cp} \cdot \theta}} \quad (27)$$

$$a \approx 0,05$$

Na Figura 10 observa-se a variação do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel ao longo da secção de secagem. Como é possível reparar nos casos de estudo demonstrados, o coeficiente em questão não tomou valores superiores a 500 W/m²K. Nota-se também o efeito da pressão de contacto promovida pela tensão do feltro na transferência de calor e, neste caso, como seria de se esperar, com o aumento da pressão, verifica-se também um aumento da eficiência de transferência de energia.

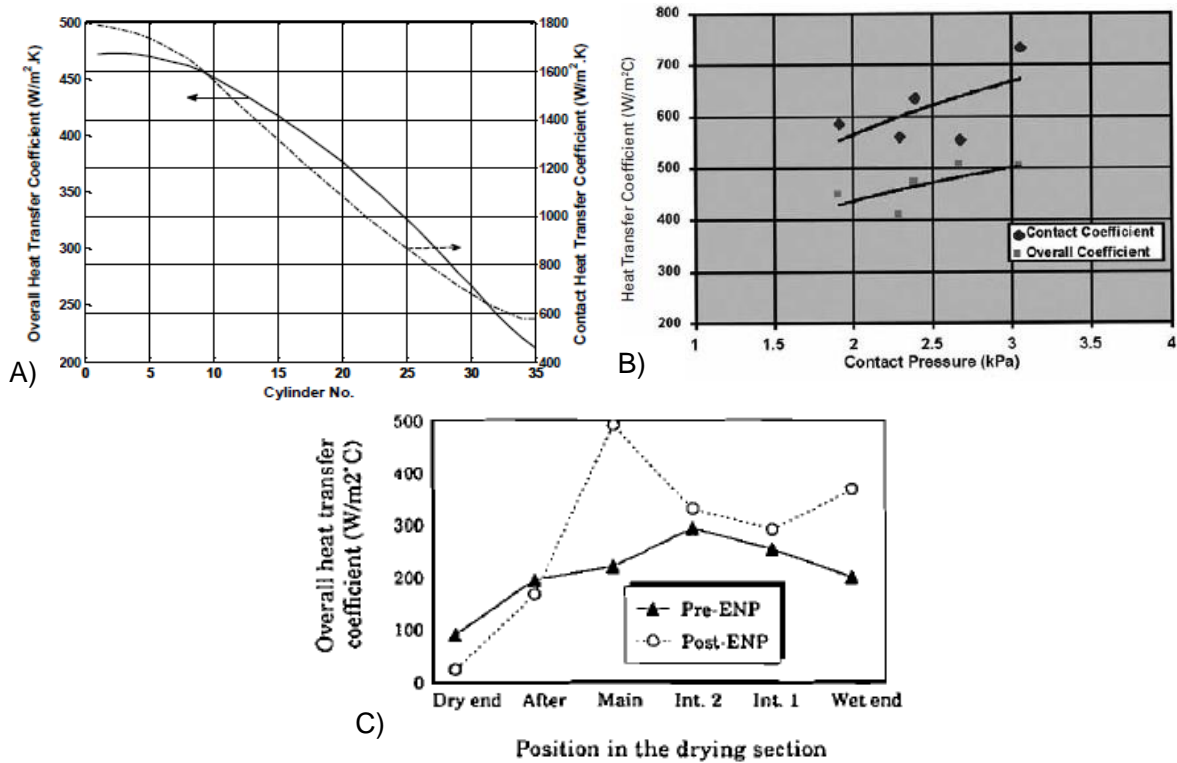


Figura 10: Coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel. A) Variação do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel e entre a superfície do secador e o papel ao longo da secaria (Ghodbanan *et al.*, 2015a). B) Variação do coeficiente de transferência de calor com a pressão contacto aplicada entre o feltro e o papel (Lang, 2009). C) Variação do coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel ao longo da secaria (Wilhelmsson *et al.*, 1993).

4.6. Avaliação do desempenho da secaria

O desempenho energético de uma secaria pode ser avaliado através do uso dos seguintes indicadores (Bhutani *et al.*, 2011; Kong *et al.*, 2011; Chaloux, 2014):

- 1) Humidade do ar de exaustão (AH_{ex});
- 2) Razão entre o ar insuflado e água evaporada (CEA);
- 3) Temperatura do ar insuflado (T_{arins});
- 4) Consumo específico de vapor em relação ao papel produzido – CEV_{papel} – (ton_{vap}/ton_{papel}) ou água evaporada – (CEV_{evap}) – ($ton_{vap}/ton_{água\ evaporada}$);
- 5) Taxa de evaporação específica (ES);
- 6) Consumo específico de energia por papel produzido – CEE_{papel} – (GJ/ton_{papel}) ou água evaporada – (CEE_{evap}) – ($GJ/ ton_{água\ evaporada}$);
- 7) Temperatura do ponto de orvalho na campânula (T_{po});
- 8) Desempenho da máquina ($velocidade_{papel}/velocidade_{max}$ (para a gramagem em questão));

9) Qualidade ($\text{ton}_{\text{papel aprovado}} / \text{ton}_{\text{papel produzido}}$);

10) Eficiência global dos equipamentos (OEE).

A otimização destes parâmetros pode ser realizada recorrendo-se a simulações da operação de secagem do papel ou através de testes na máquina de papel para determinar as melhores condições de operação. Como a realização de testes à máquina de papel pode levar a problemas de *runnability* ou à produção de produtos com baixa qualidade, neste trabalho foi utilizado um modelo baseado num balanço mássico e energético parcial a cada elemento da secaria. Uma vez que o teor de humidade do papel à entrada da secaria é desconhecido, utilizou-se o modelo em questão para estimar esta variável com base nos consumos específicos de vapor observados no sistema digital de controlo distribuído (DCS). Estimado o valor de humidade, foram então calculados os primeiros sete indicadores de desempenho referidos. Com base nos resultados adquiridos são efetuadas então sugestões de melhoria para minimizar os custos energéticos da secagem. Devido aos resultados obtidos pela auditoria da GCristini (Rodriguez,2017), apresentados mais adiante, em que foram evidenciados picos de humidade ao longo da máquina, foi também utilizado um modelo baseado em equações diferenciais para estudar o impacto que as propostas de melhoria poderiam ter.

5. Modelos de secagem

5.1. Modelo 1 (utilizado para estimar a humidade do papel inicial e os índices de desempenho da secaria)

Tendo como base os modelos utilizados por Li *et al.* (2011), Kong e Liu (2011), o modelo de secagem do papel aqui proposto envolve balanços mássicos e energéticos parciais a três elementos, fibras, água, ar e um balanço energético global à campânula. A partir da energia utilizada determina-se o caudal de vapor necessário para secar o papel até ao valor de humidade desejado. Para auxiliar a interpretação dos balanços mássicos e energéticos realizados nesta secção encontra-se no Anexo XVIII um esquema com as correntes de entrada e saída da secaria.

O cálculo da humidade do papel é efetuado pela equação 28 para a humidade em base seca e pela equação 29 em base húmida.

$$X_p = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_p} \quad (28)$$

$$x_p = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_p + \dot{m}_W} = \frac{X_p}{1 + X_p} \quad (29)$$

O balanço de massa ao papel seco é descrito na equação 30. Como medição da largura do papel é apenas efetuada no final da secaria, foi pressuposto um coeficiente de contração de 2% para estimar esta variável à entrada da secaria, como pode ser visto na equação 31.

$$\dot{m}_p = u \cdot G \cdot l_e \cdot (1 - x_{p,s}) \quad (30)$$

$$l_e = \frac{l_s}{0,98} \quad (31)$$

A energia requerida para aumentar a temperatura do papel seco desde a sua temperatura de entrada até a temperatura registada no final da secaria é estimada com recurso à equação 32.

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \cdot C_{p,fibra} \cdot (T_{p,s} - T_{p,e}) \quad (32)$$

O balanço mássico à água está expresso na equação 33. Neste trabalho foram consideradas somente dois tipos de água: a água residual, que permanece no papel após a secagem e consiste apenas na água ligada, e a água evaporada, constituída por toda a água livre e água ligada que é removida do papel durante a secagem. A quantificação destas duas variáveis está representada nas equações 34 e 35.

$$\dot{m}_W = \dot{m}_{Wres} + \dot{m}_{Wevap} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{Wres} = u \cdot G \cdot l_e \cdot x_{p,s} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{Wevap} = \dot{m}_p \cdot (X_{p,e} - X_{p,s}) \quad (35)$$

A energia necessária para aquecer a água residual até a temperatura registada no final da secaria e a água evaporada até a temperatura de evaporação são estimadas pelas equações 36 e 37, respetivamente. Já a energia necessária para evaporar a água e aquecer a água evaporada até a temperatura do ar de exaustão são descritas pelas equações 39 e 40, respetivamente. Apesar de o diferencial de energia de dessorção poder chegar a representar 60% do calor latente de evaporação, quando se estende a secagem para valores próximos de zero, esta parcela energética é por norma negligenciada por corresponder a

cerca de 1% da energia total (Sadeghi, 2003; Laurijssen *et al.*, 2010). Como tal nesta análise, a variável em questão não foi considerada.

$$\dot{Q}_{Wres} = \dot{m}_{Wres} \cdot C_{p,W} \cdot (T_{p,s} - T_{p,e}) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{Wevap1} = \dot{m}_{Wevap} \cdot C_{p,W} \cdot (T_{evap} - T_{p,e}) \quad (37)$$

$$T_{evap} = \frac{T_{p,s} + T_{p,1^{o}secador}}{2} \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{vap,Wevap} = \dot{m}_{Wevap} \cdot \Delta_l^g H_{vap,Wevap} |T_{evap}| \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{Wevap2} = \dot{m}_{Wevap} \cdot C_{p,Wvap} \cdot (T_{ar,ex} - T_{evap}) \quad (40)$$

Como referido na secção das propriedades do ar, os caudais de ar insuflado e de exaustão são estimados pelas equações 41 e 42, respetivamente. Já o caudal do ar proveniente do porão dá-se pela equação 43. Os balanços energéticos a estas variáveis estão presentes nas equações 44, 45 já, na equação 46 é representada a fórmula genérica para estimar a capacidade calorífica do ar insuflado e do ar proveniente das aberturas da campânula. De referir que devido a decisões de projeto, a potência elétrica aplicada no sistema de ventilação do ar insuflado do sistema aerotérmico 1 é sempre 100%, como tal η_{ins1} é igual a 1.

$$\dot{m}_{ar,ins} = (\eta_{ins1} + \eta_{ins2}) \cdot \dot{m}_{ar,insmax} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{ar,ex} = (\eta_{ex1} + \eta_{ex2}) \cdot \rho_{arex} \cdot \dot{V}_{max,ex} \quad (42)$$

$$\dot{m}_{ar,fuga} = \dot{m}_{ar,ex} - (\dot{m}_{ar,ins} + \dot{m}_{Wevap}) \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{arins} = \dot{m}_{ar,ins} \cdot C_{p,arins} \cdot (T_{arex} - T_{arins}) \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{arfuga} = \dot{m}_{ar,fuga} \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{amb}) \quad (45)$$

$$C_{p,ar} = (C_{p,arseco} + C_{p,Wvap} \cdot AH) [kJ/kg_{ar}] \quad (46)$$

A energia dissipada pela campânula é representada pela equação 47. A determinação dos coeficientes de transferência de calor pode ser observada no Anexo I. Assumindo que a temperatura média à superfície dos secadores e a temperatura ambiente da instalação fabril e porão são constantes, o calor dissipado pela campânula é também constante e avaliado em aproximadamente 148 kW.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{dissipado} = & 2 \cdot U_{p,lateral} \cdot A_{p,lateral} \cdot (T_{int} - T_{amb}) \\
 & + 2 \cdot U_{p,frontal} \cdot A_{p,frontal} \cdot (T_{int} - T_{amb}) \\
 & + U_{p,teto} \cdot A_{p,teto} \cdot (T_{int} - T_{amb}) \\
 & + U_{porão} \cdot A_{porão} \cdot (T_{int} - T_{porão})
 \end{aligned} \tag{47}$$

Estimadas as necessidades energéticas da secaria, é possível determinar o calor fornecido pelo vapor através do balanço energético global descrito na equação 48.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_T = & \dot{Q}_P + \dot{Q}_{W_{res}} + \dot{Q}_{W_{evap,1}} + \dot{Q}_{vap,W_{evap}} + \dot{Q}_{W_{evap,2}} + \dot{Q}_{ar_{ins}} \\
 & + \dot{Q}_{ar_{fuga}} + \dot{Q}_{dissipado}
 \end{aligned} \tag{48}$$

O caudal de vapor necessário para fornecer a energia calculada pela equação 48 é determinado pela equação 49. Como foi possível observar na Figura 4, existem duas correntes de condensado e duas correntes de vapor a deixar a secção de secagem. Devido à inexistência de medidores de caudal para estas correntes, a quantidade de vapor e condensado é desconhecida. Deste modo, para concretizar o balanço da equação 49, foram consideradas duas constantes, ϵ e ω , que têm como função ajustar o caudal de vapor vivo estimado ao valor observado. Estes coeficientes foram ajustados em, 0,81 para o ϵ e 0,19 para o ω , conforme a formulação presente no Anexo IV para determinar a humidade inicial do papel, tendo-se em consideração que esta tem um valor médio de 47%, em base húmida. A entalpia dos condensados é estimada pela equação 50 e a temperatura média do condensado que sai dos tanques *flash*, pela equação 52. A temperatura média do vapor nos secadores é estimada pela equação 50 e a temperatura média do vapor *flash* enviado para o sistema aerotérmico⁴, pela equação 53. Já a entalpia do vapor saturado é determinada pela regressão presente na Figura 11. Finalmente, a energia fornecida ao sistema aerotérmico pelo vapor e condensados é estimada pela equação 54, recorrendo-se para isso à temperatura média do vapor utilizado nas baterias de secadores, medida pela equação 51 e a temperatura do condensado à entrada da caldeira. Uma vez que o modelo não considera as perdas de vapor pelas purgas para a atmosfera, as fugas das tubagens e o facto de que o condensado do tanque *flash* 1 ser encaminhado diretamente para a caldeira, o valor estimado pela equação 54 terá um erro associado.

⁴ Sistema aerotérmico: Conjunto de equipamentos (permutadores *crossflow*) utilizados para aquecer o ar insuflado desde a temperatura ambiente até ao valor desejado.

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_T}{H_{vap.sat}|T_{vap.sat}| - (\epsilon \cdot H_{cond}|T_{cond,med}| + \omega \cdot H_{vap.sat}|T_{vap.sat,med}|)} \quad (49)$$

$$H_{cond}|T_{cond}| = 4,19 \cdot T_{cond} \quad (50)$$

$$T_{vap.sat} = \frac{\sum_1^4 T_{bat.1i} + 8 \cdot T_{bat.2} + 7 \cdot T_{bat.3} + 11 \cdot T_{bat.4} + \sum_{31}^{34} T_{bat.5i}}{34} \quad (51)$$

$$T_{cond,med} = \frac{T_{cond,flash1} + T_{cond,flash2}}{2} \quad (52)$$

$$T_{vap.sat,med} = \frac{T_{vap.sat,flash1} + T_{vap.sat,flash5}}{2} \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{SAT} = \dot{m}_{vap} \cdot (H_{vap.sat}|T_{vap.sat}| - H_{cond}|T_{cond,final}|) - \dot{Q}_T \quad (54)$$

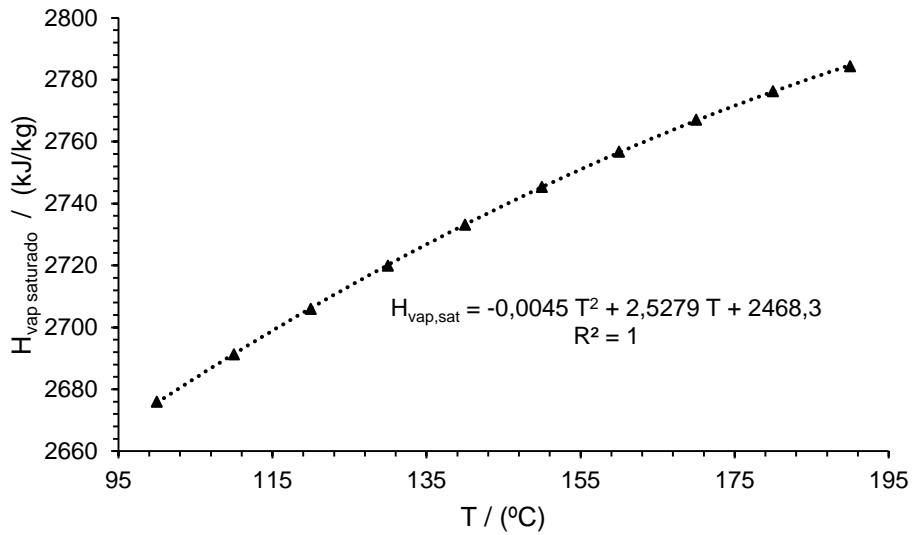


Figura 11: Entalpia do vapor saturado (Nunes, 2014).

Determinado o caudal de vapor, é então possível estimar os primeiros sete indicadores de desempenho. Em relação à humidade absoluta do ar de exaustão, pode-se avaliá-la através do balanço mássico à água no ar, expresso pela equação 55. O consumo específico de ar insuflado é determinado pela equação 56. Já o consumo específico de vapor em função da quantidade de papel produzido dá-se pela equação 57 e, em função da água evaporada, pela equação 58. A taxa de evaporação segundo a norma Tappi é determinada pela equação 59, onde o termo θ foi estimado em 0,7 (Tappi,2010). O consumo específico de energia em função da quantidade de papel produzido é estabelecido pela equação 60 e, em função da água evaporada, pela equação 61. Por fim,

a temperatura do ponto de orvalho representa-se através da equação 18, tendo como base a humidade absoluta estimada na equação 55.

$$AH_{ex} = \frac{\dot{m}_{ar,ins}AH_{ins} + \dot{m}_{ar,fuga}AH_{fuga} + \dot{m}_{W_{evap}}}{\dot{m}_{ar,ex}} \quad (55)$$

$$CEA = \frac{\dot{m}_{ar,ins}}{\dot{m}_{W_{evap}}} \quad (56)$$

$$CEV_{papel} = \frac{\dot{m}_{vap}}{u \cdot G \cdot l_e} \quad (57)$$

$$CEV_{evap} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{W_{evap}}} \quad (58)$$

$$ES = \frac{\dot{m}_{W_{evap}}}{\theta \cdot N_c \cdot \pi \cdot D_c \cdot l_s} \quad (59)$$

$$CEE_{papel} = \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_{SAT}}{u \cdot G \cdot l_e} \quad (60)$$

$$CEE_{evap} = \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_{SAT}}{\dot{m}_{W_{evap}}} \quad (61)$$

Com o intuito de se completar o modelo proposto, foi realizada uma análise económica à secção de secagem.

Dado que toda a energia que dá entrada na secaria provém do vapor, é possível converter os consumos energéticos em consumos de vapor pela utilização da equação 62. Como a energia libertada na combustão do gás natural produz o vapor, pode-se relacionar o consumo de gás com a produção de vapor e, conseqüentemente, associar o custo do gás natural ao vapor. Assim, foram aglomerados dados referentes ao consumo de gás e à produção de vapor para a caldeira Bosch. O passo seguinte consistiu na realização de uma regressão entre este conjunto de variáveis, como se observa na Figura 12.

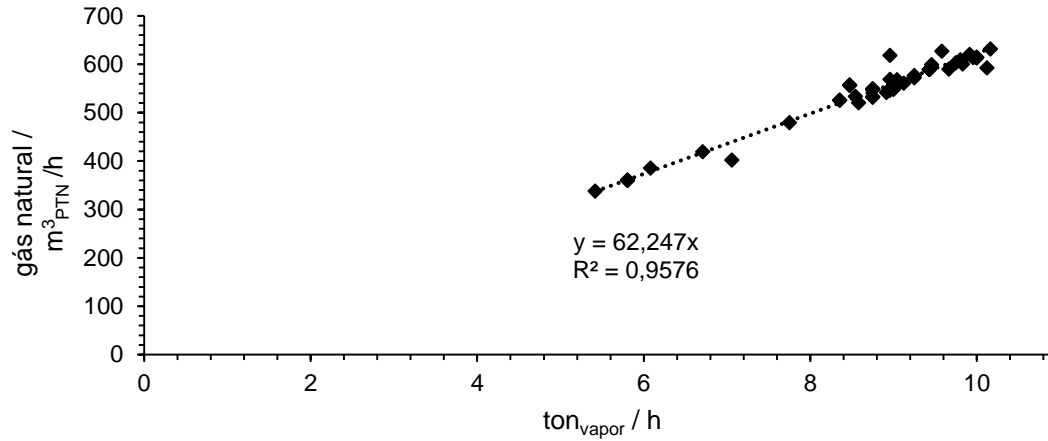


Figura 12: Relação entre o consumo de gás natural e vapor produzido na caldeira Bosch. A unidade m³_{PTN} refere-se a metros cúbicos em condições normais de pressão e temperatura.

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}}{(H_{vap.sat}|T_{vap.sat}| - H_{cond}|T_{cond,final}|)} \quad (62)$$

A estimativa do custo do gás natural foi possível através da equação 63, onde é relacionado o custo por kWh com o poder calorífico superior do combustível. Considerando que cerca de 25% da água utilizada na produção de vapor provém da unidade de osmose inversa, é necessário também associar este custo de aproximadamente 3,83 €/ton. Para se completar a determinação do custo de vapor, é adicionado o custo da eletricidade consumida pelo queimador e a bomba que alimenta água à caldeira. A relação entre a potência do queimador e o vapor produzido é expressa pela equação 64, enquanto a relação entre a potência da bomba e a água alimentada à caldeira, pela equação 65. A equação 66 estima o custo da eletricidade. Finalmente, a equação 67 quantifica o custo de produção de vapor. O custo de gás natural por kWh, o poder calorífico e o custo da água proveniente da osmose correspondem a valores reais da empresa. Todavia, o custo da eletricidade foi retirado no *website* PORDATA e refere-se ao ano de 2017 (PORDATA, 2018).

$$C_{gás\ natural}(\text{€} / \text{m}^3_{PTN}) = C_{energético} \cdot PCS = 0,0249 (\text{€}/\text{kWh}) \cdot 11,845 (\text{kWh} / \text{m}^3_{PTN}) = 0,295 \text{€} / \text{m}^3_{PTN} \quad (63)$$

$$PQ(\text{kW}/\text{ton}_{vapor}) = \frac{P_Q}{\dot{V}_{gás\ natural}} \cdot \frac{\dot{V}_{gás\ natural}}{\dot{m}_{vap}} = \frac{30}{921} \cdot 62,247 = 2,028 (\text{kW}/\text{ton}_{vapor}) \quad (64)$$

$$PB(kW/ton_{vapor}) = \frac{P_B}{\dot{m}_{vap}} = \frac{9,165}{13,5} = 0,679(kW/ton_{vapor}) \quad (65)$$

$$C_{eletricidade}(\text{€} / ton_{vapor}) = 0,14(\text{€} / kWh) \cdot (PQ + PB) = 0,379(\text{€} / ton_{vapor}) \quad (66)$$

$$\begin{aligned} C_{vapor}(\text{€} / ton_{vapor}) &= \frac{\dot{V}_{gás}}{\dot{m}_{vap}} \cdot C_{gás \text{ natural}} + 0,25 \cdot C_{água \text{ osmose}} + C_{eletricidade} = \\ &= 62,247 \cdot C_{gás \text{ natural}} + 0,25 \cdot C_{água \text{ osmose}} + 0,379 = \\ &= 19,699(\text{€}/ton_{vapor}) \end{aligned} \quad (67)$$

5.2. Modelo 2 (utilizado para estimar a humidade do ar ao longo da secaria)

A aplicação do modelo proposto consegue de um modo aproximado inferir a influência das variáveis de processo no consumo específico de vapor e nos restantes indicadores de desempenho da secaria. Todavia, não é capaz de estimar as condições de secagem ao longo da secaria, nomeadamente a humidade e temperatura do papel, e a humidade do ar nas bolsas de secagem e exaustão.

Uma análise realizada, na Papeleira, em Dezembro de 2017 determinou a existência de zonas com uma acumulação excessiva de humidade nas bolsas de secagem existentes na primeira metade da secaria, como é possível observar na Figura 13. Para estimar o impacto que as ações de melhoria a serem propostas através do modelo até agora estruturado, foi construído um segundo modelo para calcular a humidade e temperatura do papel, assim como as condições de humidade nas bolsas de secagem e ar de exaustão. O modelo aqui considerado teve como base os trabalhos desenvolvidos por Berrada, Yeo, Nilsson e Ghodbanan (Berrada *et al.*, 1997; Nilsson, 2004; Ghodbanan *et al.*, 2015b).

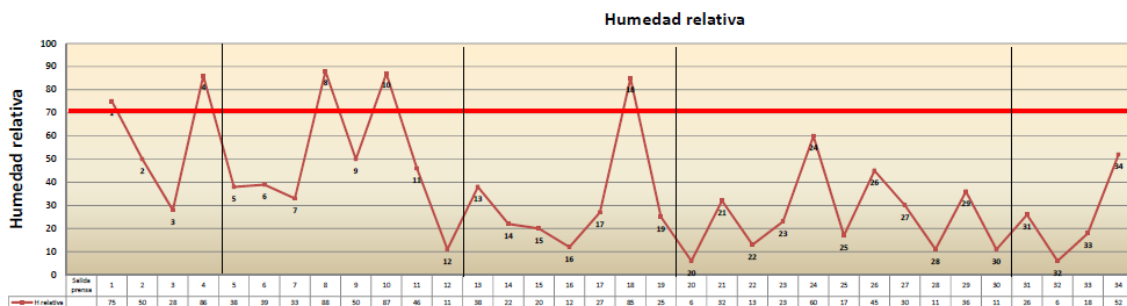


Figura 13: Humidade relativa medida pela GCristini ao longo das bolsas de secagem (Rodriguez, 2017).

O primeiro passo do modelo consiste em determinar a humidade do papel ao longo da secaria. A humidade do papel é estimada através de um balanço mássico à água pela equação diferencial 68. A variável N representa a taxa de evaporação por unidade de comprimento e é determinada pela equação 69, caso o papel se encontre entre as fases de

secagem I e III (Ghodbanan *et al.*, 2015b). Quando o papel se encontra na fase de secagem IV, a taxa de evaporação por unidade de comprimento é calculada pela equação 70, pois a evaporação dá-se pelos dois lados da folha (Nilsson, 2004). A taxa de evaporação do papel é determinada pela equação 4, considerando que a secagem se desenrola em regime turbulento. Quanto ao coeficiente de transferência de massa, é possível determina-lo pela equação 5. No entanto, é necessário fazer a correção deste valor pela equação 10 para as fases de secagem I a III (Gaillemard, 2006). A solução numérica da equação 68 é obtida pelo método das diferenças finitas, como se pode observar na equação 71.

$$\frac{dX_p}{dL} = \frac{-N}{u \cdot G \cdot l_e} \cdot (1 + X_{p,s}) \quad (68)$$

$$N = \frac{\dot{m}_{W_{evap}}}{A_t} \cdot l_e \quad (69)$$

$$N = 2 \cdot \frac{\dot{m}_{W_{evap}}}{A_t} \cdot l_e \quad (70)$$

$$X_{p,i+1} = X_{p,i} + \Delta L \cdot \frac{dX_p}{dL} \quad (71)$$

A determinação da temperatura média do papel ao longo da secaria é conseguida aplicando-se o balanço energético ao papel expresso na equação 72 – a dedução desta equação encontra-se presente no Anexo V (Ghodbanan, et al., 2015b). Considerando que o tempo de residência e a distância estão relacionados pela equação 73, pode-se reformular o balanço energético da equação 72 obtendo-se então a equação 74 (Nissan *et al.*, 1960; Ghodbanan *et al.*, 2015b). A equação 74 é mais uma vez reestruturada, transpondo-se o termo referente à massa do papel para o lado direito. Como resultado, obtém-se a equação diferencial 75, a qual é apenas aplicável às fases de secagem I a III. Na fase IV, a determinação da temperatura é obtida através da equação diferencial 76 (Yeo *et al.*, 2004). A massa do papel seco define-se pela equação 30 do modelo anterior. Já a capacidade calorífica do papel, sendo esta dependente do teor de água, é determinada pela equação 77. Como diferencial de energia de dessorção foi utilizada a equação 15 e a sua derivada em ordem à humidade do papel é descrita pela equação 78. A solução numérica do problema é conseguida aplicando-se o método das diferenças finitas, como ilustrado na equação 79.

$$\begin{aligned} \dot{m}_p \cdot (1 + X_p) \cdot C_{p,papel} \cdot \frac{dT_p}{dt} = U_{v,p} \cdot u \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot u \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) \\ - N \cdot u \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) + N \cdot u \cdot C_{p,w} \cdot T_p - N \cdot u \cdot X_p \cdot \frac{d\Delta H_s}{dX_p} \end{aligned} \quad (72)$$

$$u = \frac{dL}{dt} \quad (73)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_p \cdot (1 + X_p) \cdot C_{p,papel} \cdot \frac{dT_p}{dL} = U_{v,p} \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) \\ - N \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) + N \cdot C_{p,w} \cdot T_p - N \cdot X_p \cdot \frac{d\Delta H_s}{dX_p} \end{aligned} \quad (74)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{dL} = \frac{1}{\dot{m}_p \cdot (1 + X_p) \cdot C_{p,papel}} \cdot \left(U_{v,p} \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) \right. \\ \left. - N \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) + N \cdot C_{p,w} \cdot T_p - N \cdot X_p \cdot \frac{d\Delta H_s}{dX_p} \right) \end{aligned} \quad (75)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{dL} = \frac{1}{\dot{m}_p \cdot (1 + X_p) \cdot C_{p,papel}} \cdot \left(2 \cdot U_{p,ar} \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) \right. \\ \left. - N \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) + N \cdot C_{p,w} \cdot T_p - N \cdot X_p \cdot \frac{d\Delta H_s}{dX_p} \right) \end{aligned} \quad (76)$$

$$C_{p,papel} = \frac{C_{p,fibra} + X_p C_{p,w}}{1 + X_p} \quad (77)$$

$$\frac{d\Delta H_s}{dX_p} = 1172 \frac{(-14(1 + X_p) + 14X_p)}{(1 + X_p)^2} e^{\frac{-14X_p}{1+X_p}} \quad (78)$$

$$T_{p,i+1} = T_{p,i} + \Delta L \frac{dT_p}{dL} \quad (79)$$

Finalmente, a determinação da humidade nas bolsas de ar é conseguida através de um balanço mássico, como se pode constatar nas equações 80, 81 e 82, respetivamente. Aplicando o balanço mássico presente nas equações 83 e 84 pode-se determinar a humidade absoluta do ar de exaustão pela equação 85. A massa de água evaporada utilizada nas equações 81 e 82 corresponde à água evaporada nas bolas de secagem. Já a massa de água evaporada utilizada nas equações 83 a 85 corresponde à água evaporada em cada secador. Com base nos resultados obtidos, é também possível indicar a temperatura do ponto de orvalho e avaliar se há ou não risco de condensação no interior da secaria.

$$\dot{m}_{ar,bs} = \dot{m}_{ar,ins} + \dot{m}_{Wev} \quad (80)$$

$$\dot{m}_{ar,bs} \cdot AH_{bs} = \dot{m}_{ar,ins} \cdot AH_{ins} + \dot{m}_{Wev} \quad (81)$$

$$AH_{bs} = \frac{\dot{m}_{ar,ins} \cdot AH_{ins} + \dot{m}_{Wev}}{\dot{m}_{ar,bs}} \quad (82)$$

$$\dot{m}_{arex} = \dot{m}_{arins} + \dot{m}_{arfuga} + \dot{m}_{Wev} \quad (83)$$

$$\dot{m}_{ar,ex} \cdot AH_{ex} = \dot{m}_{ar,ins} \cdot AH_{ins} + \dot{m}_{ar,fuga} \cdot AH_{fuga} + \dot{m}_{Wev} \quad (84)$$

$$AH_{ex} = \frac{\dot{m}_{ar,ins} \cdot AH_{ins} + \dot{m}_{ar,fuga} \cdot AH_{fuga} + \dot{m}_{Wev}}{\dot{m}_{ar,ex}} \quad (85)$$

5.3. Parâmetros e variáveis de entrada do modelo

Esta seção do trabalho tem como função descrever como foram obtidos os valores das variáveis de entrada e parâmetros dos modelos aqui propostos.

Através dos sensores instalados na máquina de papel obteve-se medições para a humidade (base húmida), gramagem e largura da folha à saída da máquina de papel, temperatura do ar insuflado, pressão de vapor no interior dos cilindros e para o consumo específico de vapor em função do papel produzido. Em relação à temperatura do ar insuflado proveniente de dois permutadores de calor distintos, foi considerada a temperatura média de saída dos dois permutadores. A humidade relativa, a temperatura e consequentemente a humidade absoluta do ar foram conseguidas através das estimativas providas pelo *website* Windy, com bases nas medições efetuadas pelas estações meteorológicas mais próximas da Papeleira.

A temperatura do papel à entrada e saída da máquina foi mensurada com recurso a um termómetro de infravermelhos, o qual também mediu a superfície dos secadores utilizando a média dos valores observados no cálculo do calor dissipado. Finalmente, a temperatura do ar de exaustão, por não existir nenhum sensor a medir esta variável, foram mensuradas a temperaturas das paredes no interior da campânula, de forma a assumir que a média das várias observações corresponderia à temperatura desta variável. Os valores observados para as temperaturas do ar de exaustão e secadores foram medidos depois de haver quebras de papel, pois a medição destas variáveis durante o funcionamento normal da secaria, ou seja, com as portas da campânula fechadas, exigiria suportar temperaturas que levariam a um grande desconforto térmico. Por outro lado, a medição com as portas da campânula abertas potenciariam a produção de papel com excesso de humidade devido

às piores condições de transferência de massa e energia. Os valores mensurados para estas variáveis podem ser observados no Anexo II. Já os dados recolhidos para determinar a temperatura do ar de exaustão encontram-se no Anexo III. Uma vez que as temperaturas no interior da campânula se mantiveram aproximadamente constantes, como constatado no Anexo III, foi também considerada uma temperatura do ar de exaustão constante. Os parâmetros termodinâmicos utilizados nas simulações encontram-se na Tabela 2.

Tabela 2: Propriedades termodinâmicas utilizadas no modelo da secaria.

$C_{p_{fibra}}$ / (kJ/kg K) (EngineeringToolBox(a))	1,34	$C_{p_{w, evap}}$ / (kJ/kg K) (Klein e Alvarado)	1,88
C_{p_w} (kJ/kg K) (Klein e Alvarado)	4,19	$C_{p_{ar, seco}}$ / (kJ/kg K) (Klein e Alvarado)	1,01
$\Delta_r^{\circ}H_{vap}(0^{\circ}C)$ / (kJ/kg K) (Klein e Alvarado)	2501		

6. Discussão de resultados

6.1. Análise do desempenho da secaria

O cálculo dos indicadores de desempenho da secaria é apenas realizável com o conhecimento da humidade inicial do papel à entrada da secaria. Assim, o primeiro objetivo deste trabalho foi determinar o teor de humidade de entrada do papel através do consumo específico de vapor. O consumo específico de vapor real em função da gramagem pode ser observado na Figura 14 e as estimativas para a humidade inicial do papel à entrada da secaria, na Figura 15. No Anexo IV é possível verificar a formulação utilizada para calcular a humidade de entrada no papel na secção de secagem.

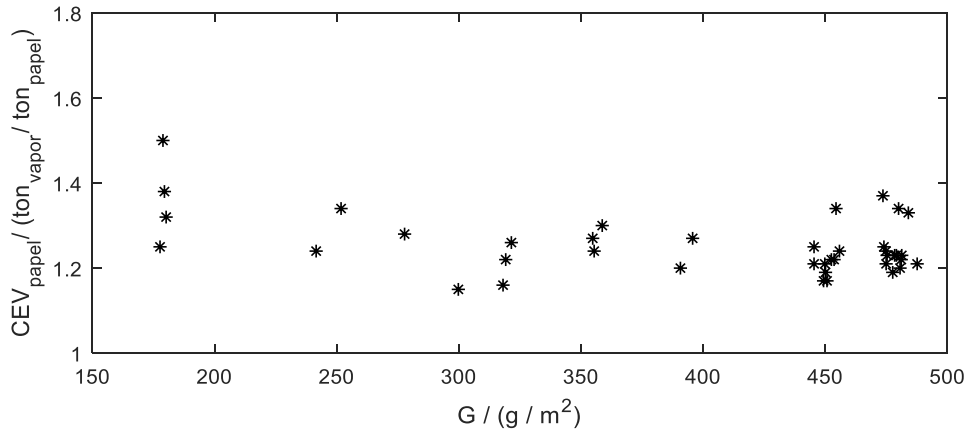


Figura 14: Consumo específico de vapor, real, para as várias gramagens processadas.

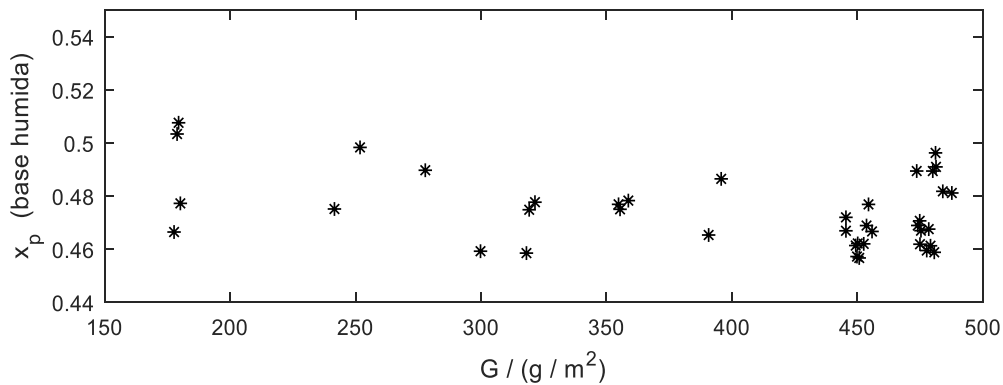


Figura 15: Humidade do papel (base húmida) para as várias gramagens processadas. Valores estimados com base no consumo CEV_{papel} real.

A humidade inicial média estimada pelo modelo 1 foi de 47% base húmida e, como verificado na Figura 15, as alterações desta variável encontram-se dentro do esperado. Relativamente ao consumo específico de vapor, é possível observar que as variações dos valores observados para este indicador estão, em certa parte, relacionadas com a humidade do papel à entrada, ou seja, maiores humidades à entrada requerem um maior consumo específico de vapor. No que se refere às gramagens de 480 g/m^2 , nota-se a presença de três valores de humidade elevados que coincidem com consumos específicos de vapor baixos. Isto deve-se essencialmente ao pressuposto assumido no modelo de que os caudais mássicos de ar insuflado e de exaustão variam linearmente com a potência do sistema de ventilação.

Com o valor de humidade inicial do papel pode-se então proceder aos cálculos dos indicadores de desempenho da operação de secagem. Os primeiros indicadores a

serem aqui avaliados tratam-se da humidade relativa e absoluta, e da temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão, através das Figuras 16,17 e 18, respetivamente.

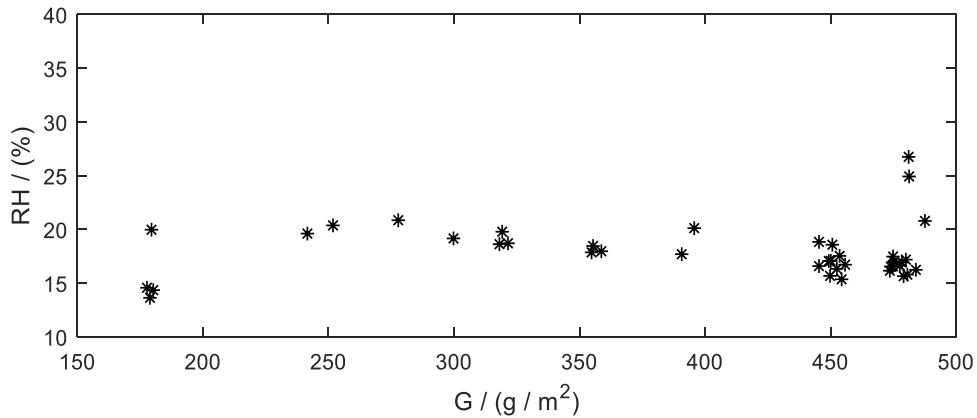


Figura 16: Humidade relativa do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.

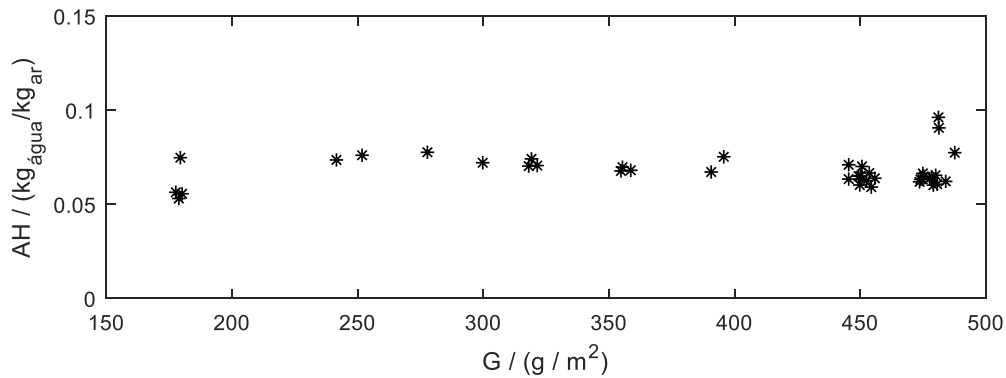


Figura 17: Humidade absoluta do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.

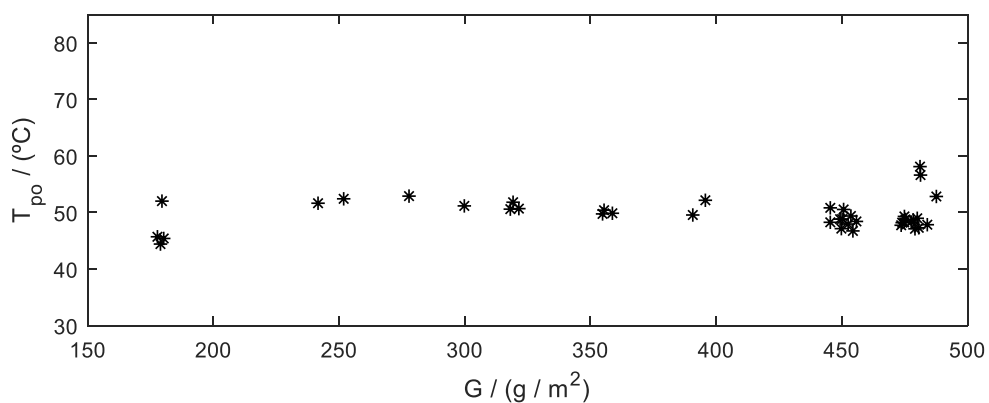


Figura 18: Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para as várias gramagens processadas.

Os resultados atentam para valores de humidade e temperatura do ponto de orvalho relativamente baixos no geral. Para campânulas fechadas seriam esperados

valores de humidade absoluta entre 0,1 a 0,14 kg_{água}/kg_{ar}, assim como humidades relativas e temperaturas do ponto de orvalho próximas dos 30% e 60°C, respetivamente (Ghosh, 2011; Chaloux, 2014; Tappi, 2008a).

Na Figura 19 consta o consumo específico de ar insuflado para as produções de papel aqui estudadas. Este indicador apresenta um valor médio de 12 kg_{ar insuf.}/kg_{água evap.}, que é superior ao recomendado para uma campânula fechada (5 a 10 kg_{ar insuf.}/kg_{água evap.}). A predominância de CEA's maiores que 10 kg_{ar insuf.}/kg_{água evap.}, como também a escolha por extrair o ar de exaustão com humidades e temperaturas do ponto de orvalho menores que a recomendada, devem-se à assunção de existir na secaria uma má circulação de ar. A quantidade excedente de ar vai prevenir a existência de pontos com excesso de humidade ao longo da secaria que, no pior cenário, levariam à ocorrência de condensação da água evaporada, comprometendo assim a operação de secagem. No entanto, estas condições de operação vão acarretar um maior consumo energético do sistema de ventilação e uma menor eficiência do sistema de recuperação de calor.

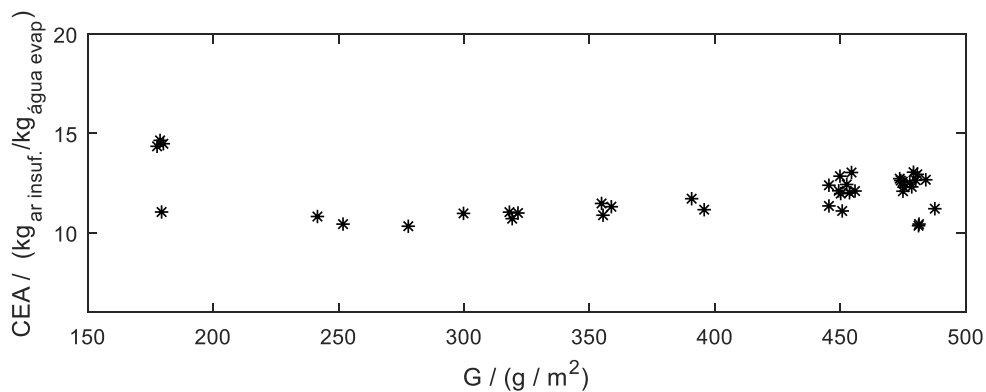


Figura 19: Consumo específico de ar insuflado para as várias gramagens processadas.

Relativamente a taxa de evaporação específica, pode-se observar na Figura 20 em função da temperatura média do vapor saturado e, na Figura 21, em função das gramagens processadas.

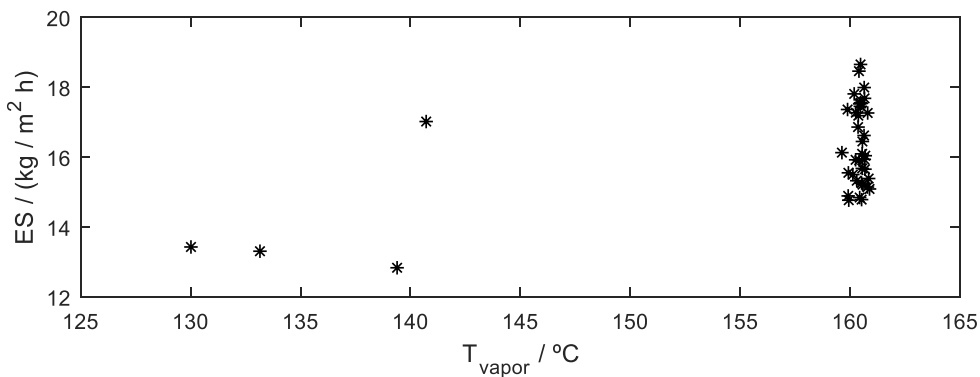


Figura 20: Taxa de evaporação específica em função da temperatura média do vapor saturado.

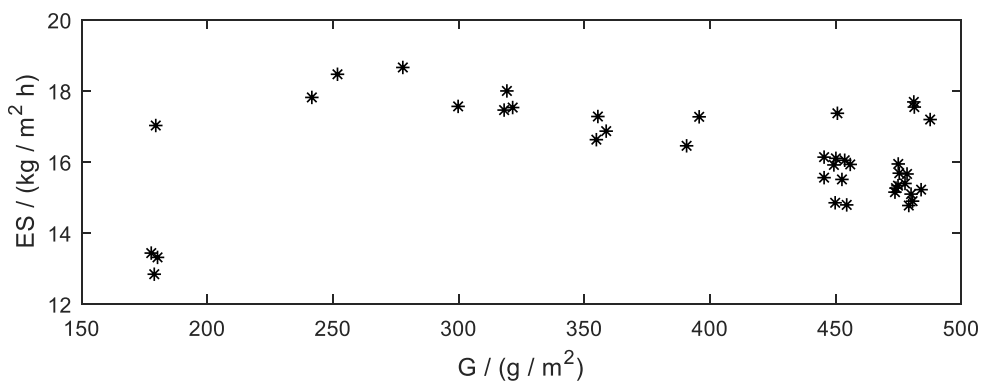


Figura 21: Taxa de evaporação específica para as várias gramagens processadas.

Os resultados observados na Figura 20 para a ES são ligeiramente inferiores à gama prevista pela Tappi para *linerboards* (Tappi, 2010). Esta discrepância de valores deve-se especialmente ao baixo teor de humidade que o papel apresenta à entrada da secaria. Em relação à Figura 21, nota-se que a taxa de evaporação específica tende a baixar com a gramagem, principalmente por conta da diminuição da capacidade de produção de papel com o aumento da gramagem. Quanto às gramagens de 180, apesar de ser nesta *grade* que é registada a maior velocidade da máquina de papel, a produção tende a ser inferior à das restantes gramagens e, como resultado, a taxa de evaporação é também menor. Ademais, o baixo teor de humidade estimado vai também influenciar a ES. No Anexo VI é possível observar a taxa de evaporação específica fornecida pela Tappi para *Linerboards* e a taxa de evaporação específica em função da velocidade da máquina e em função da quantidade de papel produzido para o caso de estudo.

O consumo específico de energia em função do papel produzido e em função da quantidade de água evaporada está representado respetivamente nas Figuras 22 e 23.

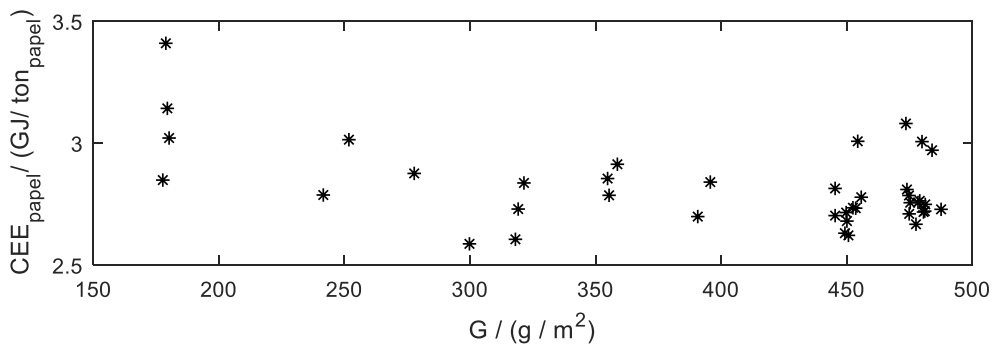


Figura 22: Consumo específico de energia em função do papel produzido para as várias gramagens processadas.

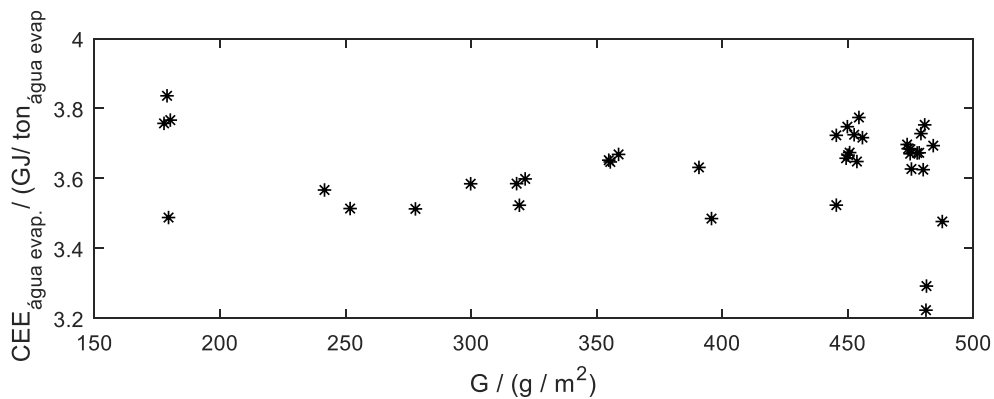


Figura 23: Consumo específico de energia em função da água evaporada para as várias gramagens processadas.

O consumo específico de energia para a produção de cartão encontra-se, por norma, entre 4,0 e 5,8 GJ/ton_{papel} (CIPEC, 2008; Laurijssen *et al.*, 2012). No caso de estudo é possível perceber que o CEE se situa entre 2,6 e 3,4 GJ/ton_{papel}, tendo-se estimado um valor médio de 2,81 GJ/ton_{papel}. O baixo consumo específico de energia é de facto mais semelhante aos registados para a secagem de papéis de jornal na Suécia (2,4 a 5,5GJ/ton_{papel}) (Kong *et al.*, 2011). A discrepância entre os CEE's de referência para a produção de cartão e os observados na Papeleira podem dever-se, principalmente, ao baixo teor de humidade que o papel apresenta à entrada da secaria e ao facto de que os equipamentos utilizados na Papeleira serem relativamente recentes.

Quando comparado o CEE da Papeleira com o de uma fábrica a utilizar as tecnologias mais recentes e a operar em condições já otimizadas, é possível verificar que apesar de estar bem perto dos 2,7 GJ/ton – valor de referência para este tipo de unidades fabris –, há ainda espaço para otimização (Janke *et al.*, 2011).

Assim, conclui-se que apesar de ser um produto diferente, a secagem de papel de jornal pode ser utilizada como referência de objetivos a serem atingidos nos consumos energéticos. Em relação à Figura 23, constata-se que o indicador estudado é menos sensível a alteração da grade de papel, sendo por isso uma melhor referência para comparação com outras fábricas ou produções da mesma fábrica. No entanto, devido à falta de valores de referência para este indicador, neste trabalho será utilizado o consumo específico de energia por tonelada de papel produzido.

Finalmente, é avaliado o custo total de vapor em relação às gramagens produzidas, como ilustrado na Figura 24.

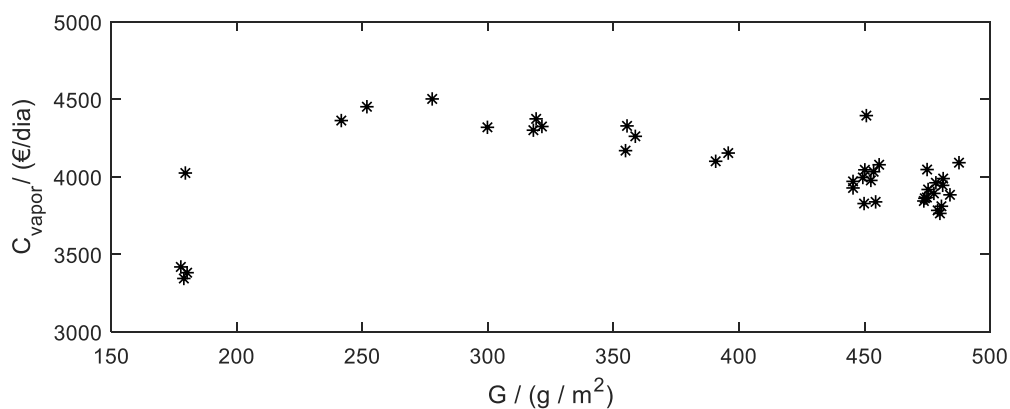


Figura 24: Custo diário de vapor para as várias gramagens processadas.

O custo diário de vapor, como se pode verificar, reflete a taxa de evaporação existente em cada uma das observações. Da mesma forma que a taxa de evaporação específica, o custo de vapor é menor para gramagens altas devido a menor capacidade de produção.

A análise deste modelo é finalizada com o mapeamento dos consumos energéticos, como se pode observar na Figura 25. Com base nos resultados obtidos, constata-se que cerca de 60% da energia térmica introduzida na secaria é gasta na evaporação de água. Além disso, também se verifica que os maiores gastos energéticos depois da energia para a evaporação e da energia utilizada no sistema de recuperação de calor, são para aquecer a água que será evaporada e aquecer o ar proveniente do porão até a temperatura do ar de exaustão. Na Figura 26 observa-se a variação dos consumos energéticos, com exceção da energia de evaporação e a energia fornecida ao sistema aerotérmico, ao longo dos vários dias em que foram coletados os dados referentes às

variáveis de entrada do modelo. Já na Figura 27 encontra-se uma representação semelhante a da Figura 26, mas ilustrando a percentagem da energia total consumida.

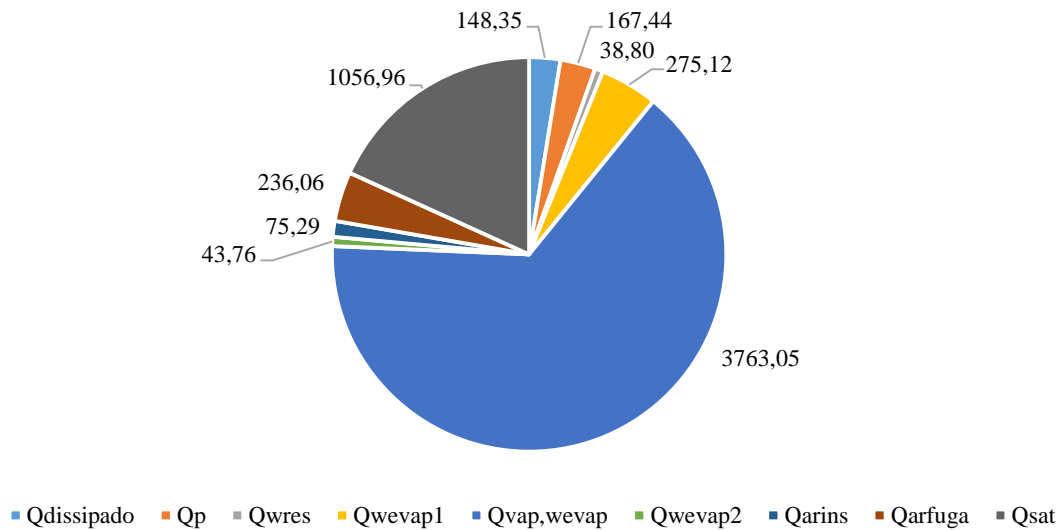


Figura 25: Consumos energéticos da secaria (kW) na produção de papel com 300 g/m² de gramagem.

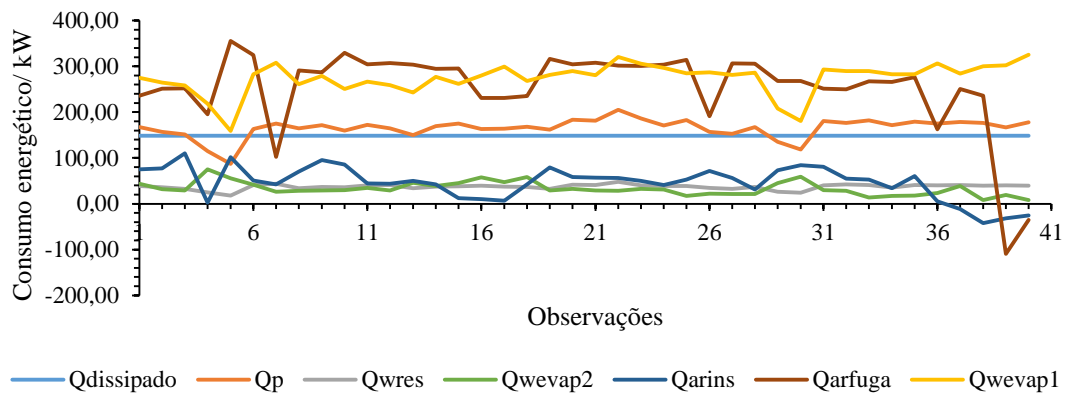


Figura 26: Consumos energéticos da secaria.

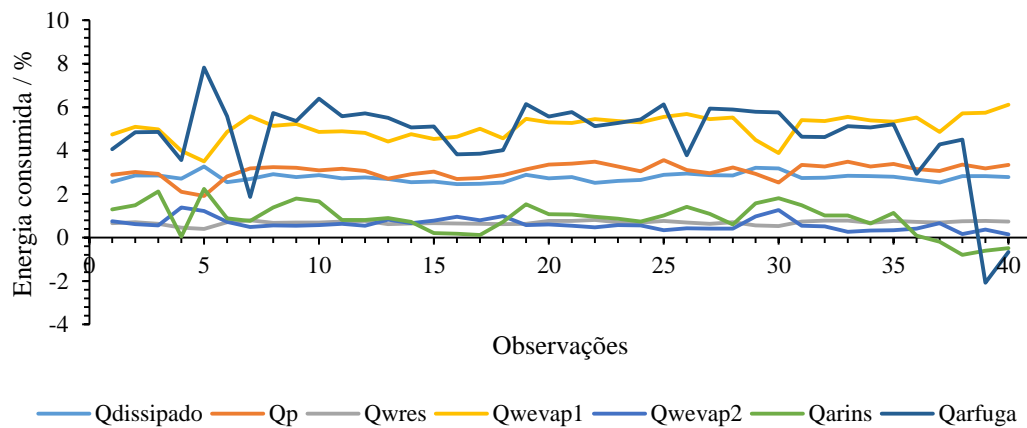


Figura 27: Consumos energéticos da secaria em percentagem da energia total.

Através da Figura 26 é perceptível que os consumos energéticos permaneceram uniformes, com exceção da energia consumida pelo ar insuflado e o ar proveniente das aberturas da campânula. Os maiores decréscimos no consumo de energia para aquecer o papel e água são verificados na produção de gramagens de 180 g/m² devido ao menor aquecimento e produção.

Relativamente à energia dissipada pela campânula, pode-se concluir que o pressuposto assumido para esta variável aparenta ser uma boa estimativa, uma vez que as perdas correspondem a cerca de 3% da energia total, como previsto pela Tappi (Tappi, 2009a).

Quanto à energia fornecida ao sistema aerotérmico, pode-se verificar que esta representa cerca de 18% de toda a energia fornecida pelo vapor. Esta estimativa, apesar de estar dentro dos parâmetros de projeto deste equipamento, está sobrestimada, dado que parte da potência energética calculada vai corresponder a perdas de calor devido a purgas de condensado ou, fugas de vapor existentes ao longo das tubagens e à corrente de condensado que é reencaminhada diretamente à caldeira após dar saída no tanque *Flash* 1. A diminuição deste erro de cálculo seria possível com a instalação de medidores de caudal que permitissem determinar os caudais de vapor e condensado que são alimentados ao sistema aerotérmico.

Em relação ao ar insuflado, verifica-se que, a partir da observação 35, por conta do aumento da temperatura desta corrente para valores superior a 90°C, esta corrente passou a atuar como fornecedora de energia. A temperatura ótima do ar insuflado deverá encontrar-se entre 82 e 93 °C (Chaloux, 2014). Temperaturas abaixo desta gama podem promover condensação no interior da campânula, enquanto trabalhar com temperaturas acima dos 93°C aumentam o consumo energético sem melhorar significativamente o desempenho da secagem (Tappi, 2008a). Quanto ao ar das fugas, constatou-se que é possível diminuir o seu consumo energético sem com isso prejudicar o desempenho na secaria. A regulação desta variável é possível com o controlo do caudal de ar de exaustão.

De facto, a redução da exaustão, além de diminuir o caudal de ar proveniente das fugas, trará também melhorias a nível da transferência de calor devido ao aumento da temperatura do ar no interior da campânula. Porém, diminuir excessivamente a exaustão, como já referido, poderá aumentar a humidade do ar para níveis críticos, possibilitando a existência de fenómenos de condensação no interior da campânula (Chaloux, 2014).

Percebe-se também que o método utilizado para estimar o caudal de ar insuflado e de exaustão é aplicável apenas numa determinada gama. Como o caudal de ar insuflado

e de exaustão não variam linearmente com a potência do sistema de ventilação, como pressuposto inicialmente, quando a potência é inferior a 90%, os caudais mássicos são estimados com um grande fator de erro. Este facto é visível quando o ar de exaustão é operado a 70% da capacidade máxima, tendo como consequência um *hood balance* estimado em praticamente 100%, como observado na Figura 28. Se efetivamente HB fosse 100%, o caudal de ar insuflado seria igual ao de exaustão. Como resultado, a água evaporada iria saturar o ar no interior da campânula até condensar, comprometendo toda a operação de secagem. Adicionalmente para um HB de 100%, o caudal de ar proveniente das fugas toma um valor simétrico à massa de água evaporada, segundo o balanço mássico da equação 49. Como consequência, a energia estimada pela equação 45 terá valor negativo, como constatado nas Figura 26 e 27, induzindo o modelo utilizado para estimar as humidades de entrada do papel em erro, como já verificado na Figura 16.

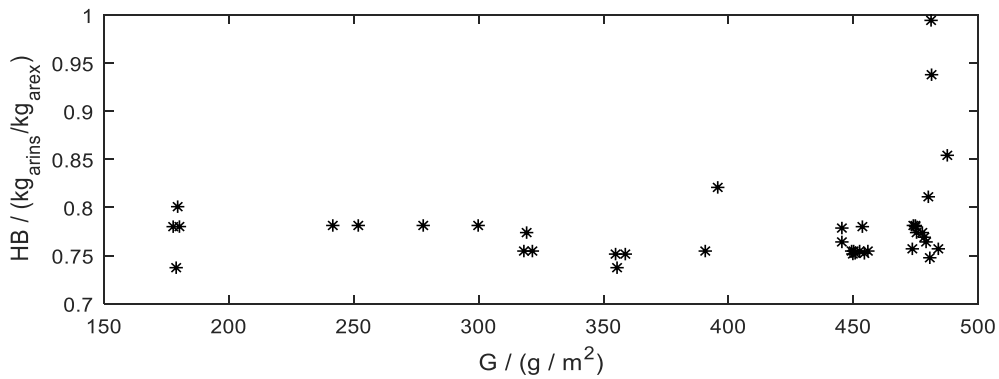


Figura 28: Balanço à campânula para as várias gramagens processadas.

Para finalizar a análise ao desempenho da secaria da Papeleira encontra-se resumido na Tabela 3 os indicadores de desempenho estimados para a Papeleira e os valores de *benchmark*, já referidos, aplicados pela industria papeleira.

Tabela 3: Valores médios obtidos para os indicadores de desempenho e referência benchmark.

Indicadores	Papeleira	Benchmark
AH / (kg _{água} /kg _{ar})	0,07	0,1-0,14
T _{po} / °C	49,63	53-63
CEA / (kg _{água} evap./kg _{ar} insuf.)	11,96	5-10
HB / (kg _{ar} insuflado/kg _{ar} exaustão)	0,78	0,65-0,80
CEV _{papel} / (kg _{vapor} /kg _{papel} produzido) (Kong <i>et al.</i> , 2011).	1,25	1,2-1,7
CEE _{papel} / (GJ _{vapor} /ton _{papel} produzido)	2,81	2,4-5,5
C _{vapor} / (€/dia)	4013,01	-

6.1.1. Ajuste do modelo 2 e estudo da humidade do ar ao longo da secaria

O modelo estudado até agora, apesar de devolver um conhecimento global dos consumos de energia associados à secagem, não permite investigar o efeito das condições de operação na humidade do ar ao longo da secaria. Este estudo é possível com a aplicação do modelo 2, baseado em equações diferenciais proposto anteriormente.

O modelo em questão foi aplicado à secagem de papel com gramagem de 450 g/m² e uma temperatura de entrada de 34°C. Foi ainda pressuposto que a velocidade da máquina seria de 101 m/min e o teor de humidade à entrada equivaleria a 47%. Quanto ao ar insuflado e de exaustão, foram considerados caudais mássicos de 17,78 kg/s e 24,74 kg/s, respetivamente. O coeficiente de transferência de massa foi estimado em 0,0155 m/s pela equação 5, tendo-se recorrido a um coeficiente de transferência de calor do papel para o ar de 18 W/m²K (Videau *et al.*, 1980; Ghodbanan *et al.*, 2015a) e a um coeficiente de difusão da água para o ar de 24x10⁻⁶ m²/s (Martínez). Já para o FRF, assumiu-se um valor de 0,5.

As propriedades do ar insuflado foram obtidas para uma temperatura de 87°C através dos dados tabelados por Klein e Alvarado (Klein e Alvarado). Já para a humidade absoluta foi pressuposto um valor de 0,01 kg_{água}/kg_{ar}. Relativamente ao ar de exaustão, considerou-se uma temperatura de 90°C. Finalmente, para estimar o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel aplicou-se a equação 27.

Os coeficientes α e β da equação 25 para o coeficiente de transferência de calor por contacto foram ajustados em 600 e 955 W/m²K, respetivamente. Já para o coeficiente de transferência de calor dentro dos secadores foi pressuposto um valor de 2600 W/m²K. Os ajustes para estes coeficientes tiveram como base as medições de temperatura ao papel efetuadas pela empresa GCristini, assim como os teores de humidade normais do papel à saída da secção de secagem. O comprimento da secaria foi calculado a partir do diâmetro dos secadores (de 1,5m), da distância entre secadores (aproximadamente 0,3m) e da eficiência de contacto entre papel e cilindro de 70%. Os resultados obtidos para o teor de humidade, água evaporada e temperatura do papel ao longo da secaria podem ser observados nas Figuras 29, 30 e 31.

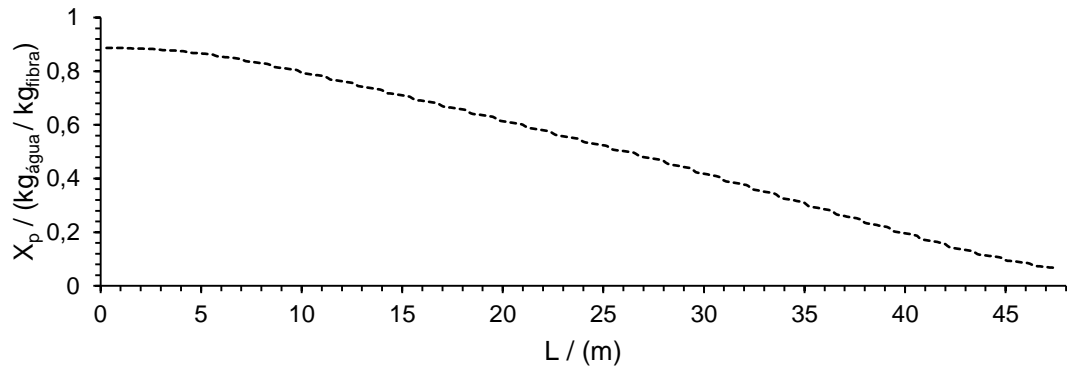


Figura 29: Perfil da humidade do papel (base seca) ao longo da secaria.

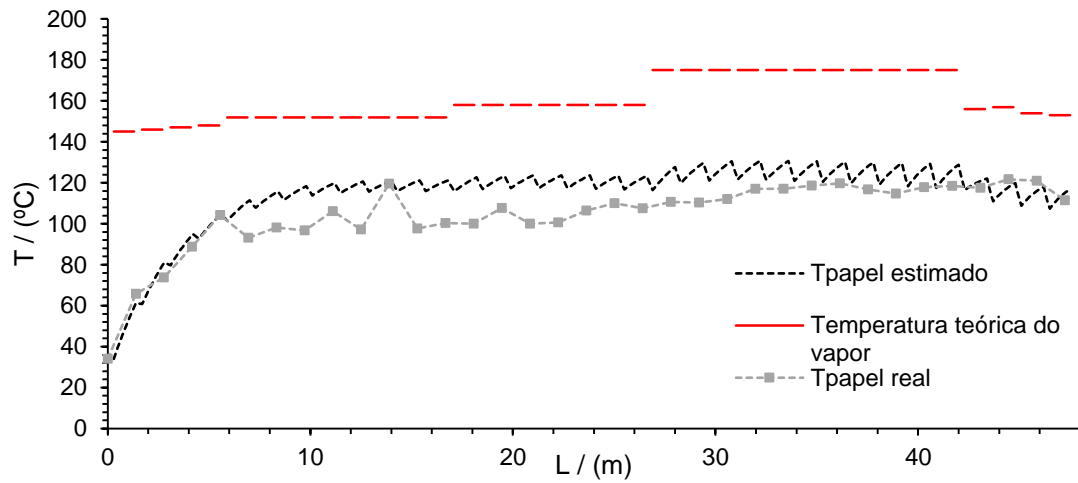


Figura 30: Perfil de temperatura do papel ao longo da secaria.

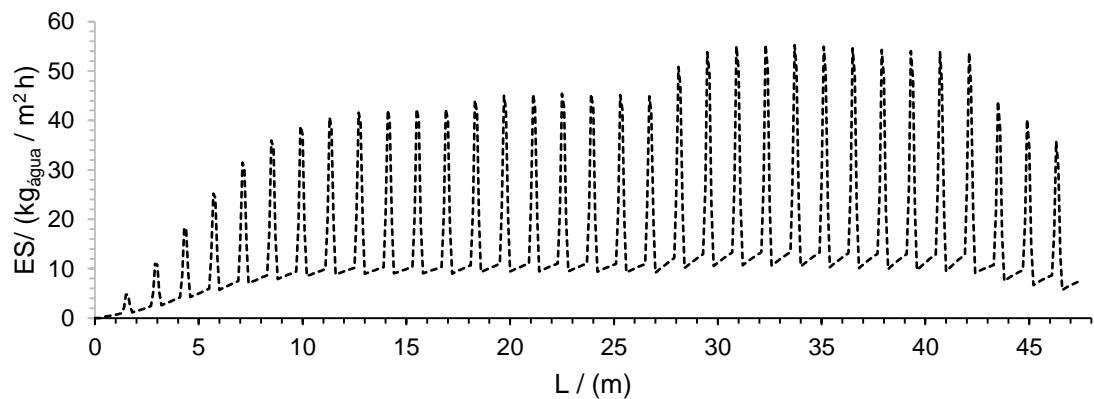


Figura 31: Taxa de evaporação específica ao longo da secaria.

Os resultados obtidos para a humidade do papel e para a taxa de evaporação ao longo da secaria têm um perfil dentro do esperado, como se pode observar nas Figuras 29 e 31, tendo-se obtido uma humidade final de $0,066 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{fibra}}$. Relativamente à temperatura do papel, pode-se notar na Figura 30 que o modelo tende a sobrestimar esta variável após o primeiro grupo de secadores. O coeficiente de transferência de massa e o FRF aparentam ser o principal motivo a afetar a temperatura, dado que a baixa transferência de massa obriga a utilização de um coeficiente de transferência de calor elevado para que o papel atingisse o valor desejado no final da secaria. O coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel pode ser observado na Figura 32.

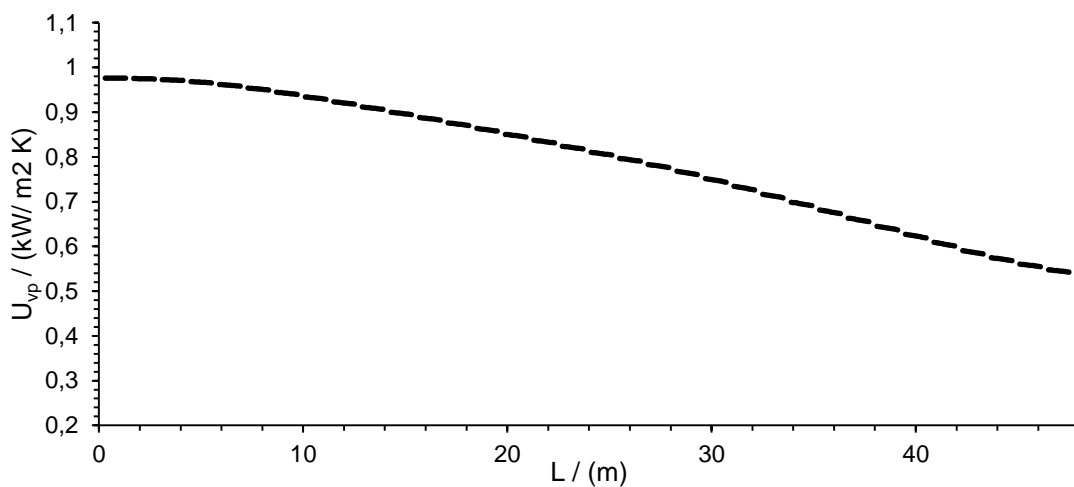


Figura 32: Coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o papel.

No Anexo VIII encontram-se os resultados de uma simulação utilizando diferentes valores para os coeficientes de transferência de massa e calor. Nestas simulações foi possível confirmar que, com um aumento da transferência de massa, seria possível ajustar o perfil de temperaturas obtido pelo modelo aos valores mensurados. No entanto, como explicado no Anexo VIII, a assunção de um coeficiente de transferência de calor mais elevado seria apenas possível se a máquina de papel tivesse uma velocidade superior. Outro fator que poderia baixar as temperaturas estimadas seria assumir um FRF menor que 0,5, pois deste modo o feltro não teria tanta influência na transferência de massa e como tal, não haveria necessidade de utilizar um coeficiente de transferência de calor elevado. Porém, como é possível observar no Anexo VIII, a alteração do FRF para 0,4 ou 0,3 não irá ter grande influência no modelo. Assim sendo, no restante trabalho foi aplicado o k_f de $0,0155 \text{ m/s}$ e um FRF de 0,5.

A determinação da massa de água evaporada permitiu então estimar a humidade relativa e a temperatura do ponto de orvalho do ar nas bolsas de secagem e exaustão. A primeira simulação partiu do pressuposto de que haveria um perfil de ar insuflado e de exaustão semelhante em toda a secaria. Os resultados podem ser vistos nas Figuras 33 e 34.

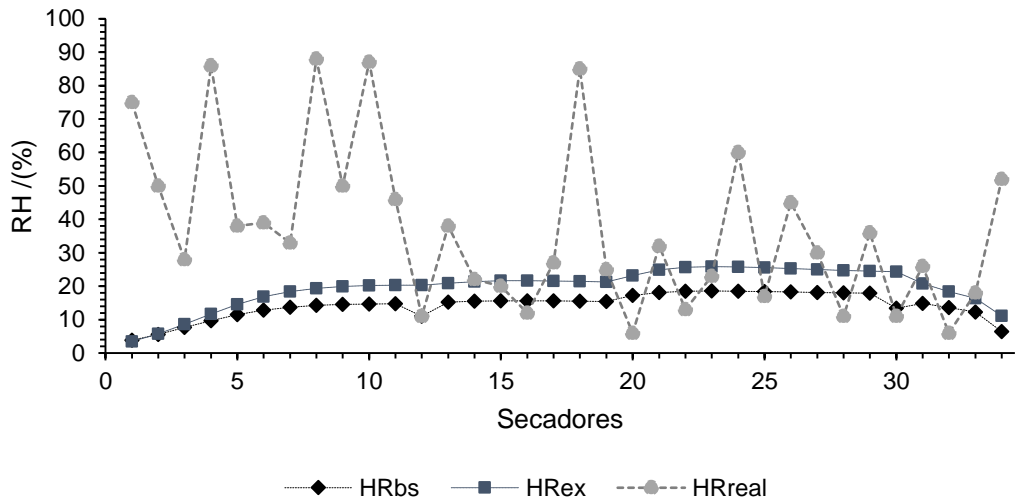


Figura 33: Perfil de humidade relativa nas bolsas de secagem e no ar de exaustão ao longo da secaria.

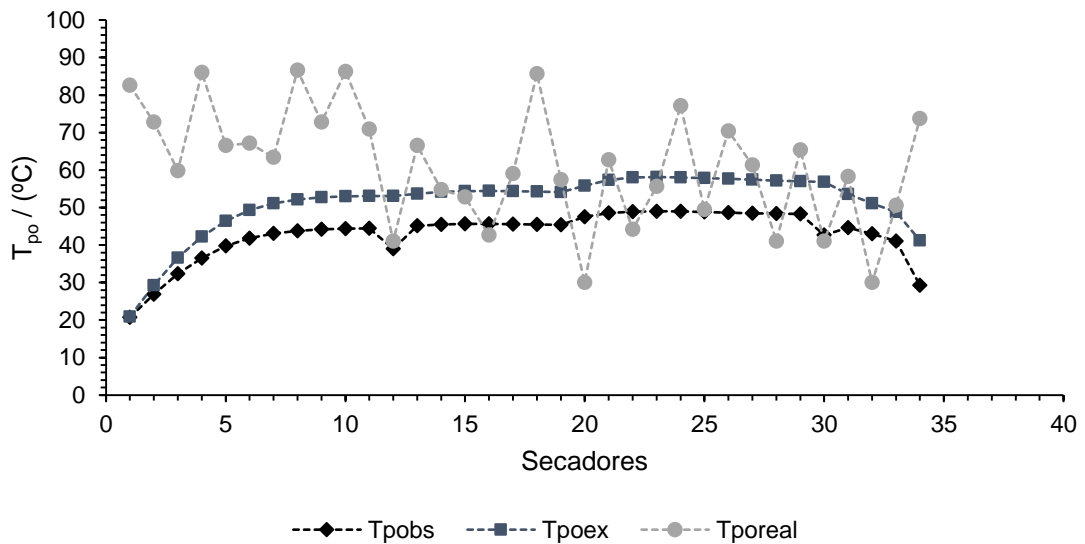


Figura 34: Temperatura do ponto de orvalho ao longo da secaria.

Comparando os resultados medidos na auditoria pela GCristini e os obtidos pelo modelo, presume-se que a distribuição do ar não é igual em todas as bolsas de secagem. A existência de uma humidade relativa superior a 80% na primeira bolsa de secagem é sinal que ou não existe praticamente ar a ser insuflado neste local, ou a temperatura na

bolsa de secagem é muito baixa, pois nesta fase da secagem praticamente não ocorre evaporação. Como consequência da humidade relativa elevada, a temperatura do ponto de orvalho é próxima da temperatura do ar insuflado.

Efetivamente, problemas na insuflação já tinham sido relatados em 2015, na antiga secaria, devido ao mau estado e sujidade dos sopradores (Cano e Peña, 2015). Contudo, para o caso atual, segundo uma análise realizada pela empresa Bellmer aos resultados experimentais da empresa GCristini, a má insuflação deve-se ao facto do ar insuflado não ser injetado diretamente nas bolsas de secagem por causa do desenho inadequado dos suportes dos sopradores (Corro e Ahedo, 2018). Outro aspeto a ter em consideração para a primeira e última bolsa de secagem é a sua localização. Devido à proximidade do local de entrada e saída do papel, pode haver um arrefecimento da temperatura nas bolsas de secagem promovida pela entrada de ar.

Assumindo que as temperaturas e caudais mássicos estipulados para o ar insuflado e exaustão correspondem a valores próximos dos utilizados durante a auditoria, foi efetuado um ajuste às correntes de ar para simular o efeito da má ventilação pelas equações 86 a 88.

$$\dot{m}_{arins,i} = \delta_i \times \dot{m}_{arins,total} \quad (86)$$

$$\dot{m}_{arex,i} = \delta_i \times \dot{m}_{arex,total} \quad (87)$$

$$\sum_{i=1}^{34} \delta_i = 1 \quad (88)$$

Visto que a humidade relativa do ar de exaustão constitui-se pela água que é evaporada ao longo dos secadores e durante a transição entre secadores, foi considerado que esta teria sido a variável a ser mensurada durante a auditoria por conta do elevado teor de humidade medido. Os resultados da simulação podem ser observados na Figura 35. Os coeficientes determinados encontram-se no Anexo IX.

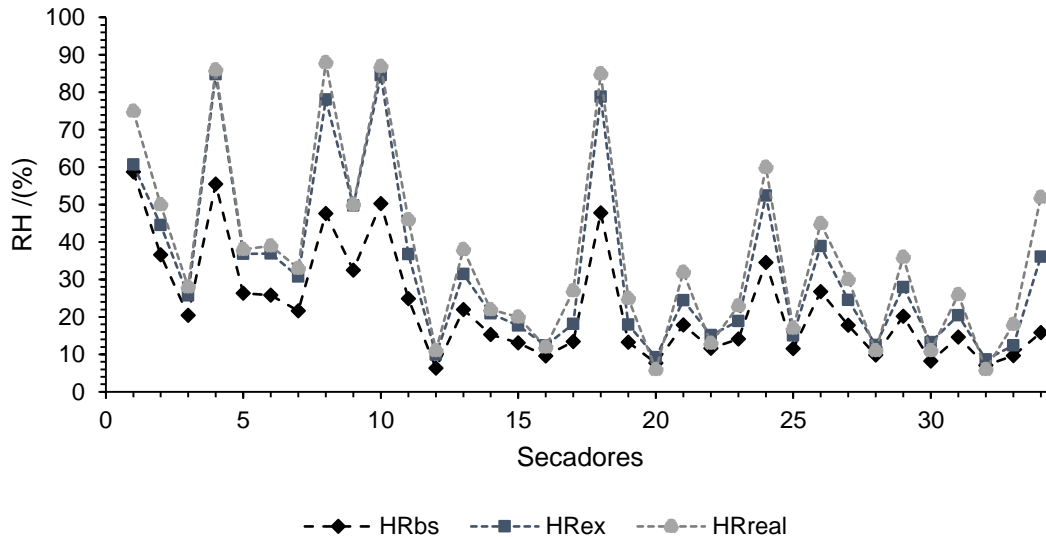


Figura 35: Humidade relativa do ar nas bolsas de secagem e exaustão ao longo da secaria considerando uma má ventilação.

Os resultados desta simulação estimaram que para a um teor de humidade tão elevado nos primeiros grupos de secadores, a alimentação de ar insuflado deveria ser praticamente inexistente. No entanto, os resultados obtidos pelo modelo para a humidade absoluta não foram concordantes com os valores mensurados.

Na Figura 36 é possível observar a humidade absoluta estimada nas bolsas de secagem para os dois pressupostos aplicados à insuflação – ou seja, caudais de ar iguais entre bolsas e secagem e caudais diferentes entre bolsas de secagem –, bem como os resultados obtidos pela auditoria da GCristini.

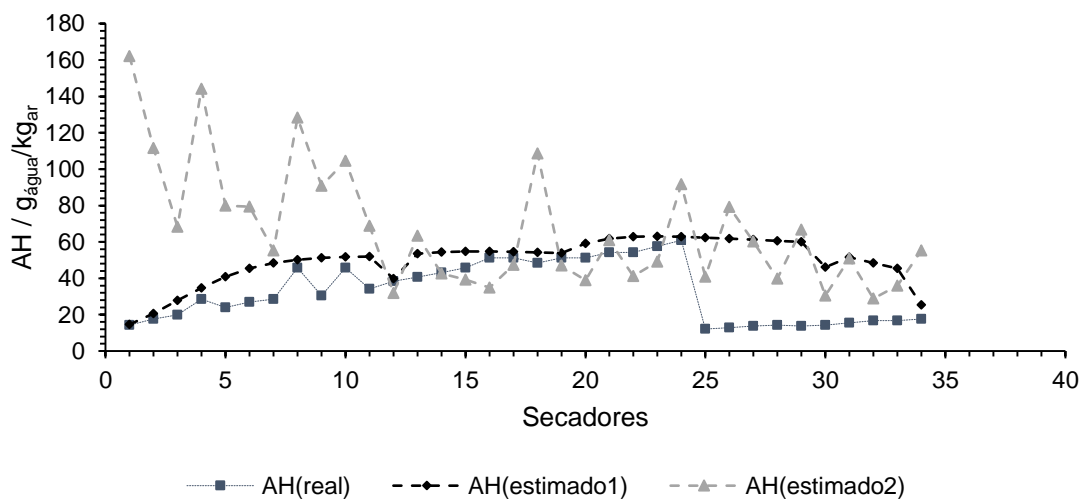


Figura 36: Humidade absoluta ao longo da secaria.

Os resultados desta simulação permitem concluir que, possivelmente, o efeito da humidade relativa elevada na primeira metade da secaria deveu-se a uma temperatura baixa nas primeiras bolsas de secagem.

Como é possível observar, quando considerada a distribuição desigual do ar insuflado, a humidade absoluta estimada toma valores superiores a $100 \text{ g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$. Porém, o valor máximo mensurado para esta variável foi de $60 \text{ g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$. Quando comparados os resultados obtidos pelo modelo onde foi considerada uma insuflação semelhante em todas as bolsas de secagem, conclui-se que os valores determinados são muito próximos dos mensurados até o secador 24.

A diminuição da humidade no secador 25 é demasiada abrupta para que tenha sido provocada por uma queda na taxa de evaporação. A explicação mais plausível para este fenómeno baseia-se na hipótese de que, após este secador, a diminuição da humidade absoluta do ar tenha sido provocada por uma entrada ar.

Efetivamente, depois de terem sido contactados os responsáveis pelas medições de humidade no interior da secaria, confirmou-se que a análise foi efetuada com as portas da campânula abertas. Assim, ficou efetivamente comprovado que os picos de humidade relativa deviam-se a regiões no interior da campânula onde o ar havia sido arrefecido. Relativamente à humidade absoluta, é possível que a entrada de ar proveniente do exterior tenha diluído o vapor de água, levando a deteção de humidades absolutas baixas.

Seria por isso aconselhado que na realização de uma próxima auditoria, além da medição das humidades, fosse também medida a temperatura nas bolsas de secagem e também os caudais de ar insuflado. Deste modo, ter-se-ia acesso a uma informação mais completa das condições e, conseqüentemente, seria mais fácil avaliar as condições existentes no interior da campânula.

6.2. Otimização energética

Os resultados obtidos pelos indicadores de desempenho e pela análise energética permitiram identificar que um melhor controlo sobre o caudal de ar insuflado e sua temperatura, o caudal mássico do ar de exaustão e a temperatura de entrada do papel podem influenciar positivamente o consumo energético. Em relação à ventilação, a utilização de uma razão de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap.}}$ ou inferior, além de reduzir os custos energéticos do sistema de ventilação, vai também diminuir o CEV. O aumento da temperatura do ar insuflado para um valor superior a 90°C , considerando que esta

alteração não afete significativamente a temperatura do ar de exaustão ($\approx 89^\circ\text{C}$), reduzirá também o consumo específico de vapor. A diminuição da exaustão vai ter influência direta no caudal mássico de ar proveniente das aberturas e, com isso, causará a queda do consumo energético desta variável. Além disso, será presenciado um aumento da temperatura e humidade no interior da campânula. A extração de um ar mais húmido vai elevar a eficiência da recuperação de calor no sistema aerotérmico devido ao acréscimo da capacidade calorífica do ar. O aumento da temperatura de entrada do papel à entrada da secaria tem influência direta no consumo específico de vapor, uma vez que baixa a energia requerida para o seu aquecimento no interior da secaria.

Na Figura 37 é possível ver o efeito da temperatura de entrada do papel, temperatura do ar insuflado, velocidade da máquina e temperatura média do vapor saturado no consumo específico de vapor para produções de papel de gramagens de 200 a 480 g/m². A seleção destas variáveis considerou os resultados obtidos pelos indicadores de desempenho e os resultados laboratoriais obtidos por Reardon presentes no Anexo VII. As simulações utilizaram como variáveis de entrada os dados presentes na Tabela 4. A velocidade da máquina para as diferentes gramagens, para as Figuras 37 B, C e D, foram estimadas através da equação 89, a qual foi obtida através da regressão linear presente no Anexo X.

Tabela 4: Dados de entrada para as simulações.

$x_{p,e}/$ (%)	$x_{p,s}/$ (%)	$T_e/$ (°C)	$T_s/$ (°C)	$T_{vap}/$ (°C)	$T_{cond}/$ (°C)	$m_{ar,insuf}/$ (kg/s)	$AH_{ar,insuf}/$ (kg _{água} / kg _{ar})	$T_{ar,insuf}/$ (°C)	$m_{ar,exast}/$ (kg/s)
47	6,5	32,7	100,1	160	94,2	17,78	0,01	85,05	23,03

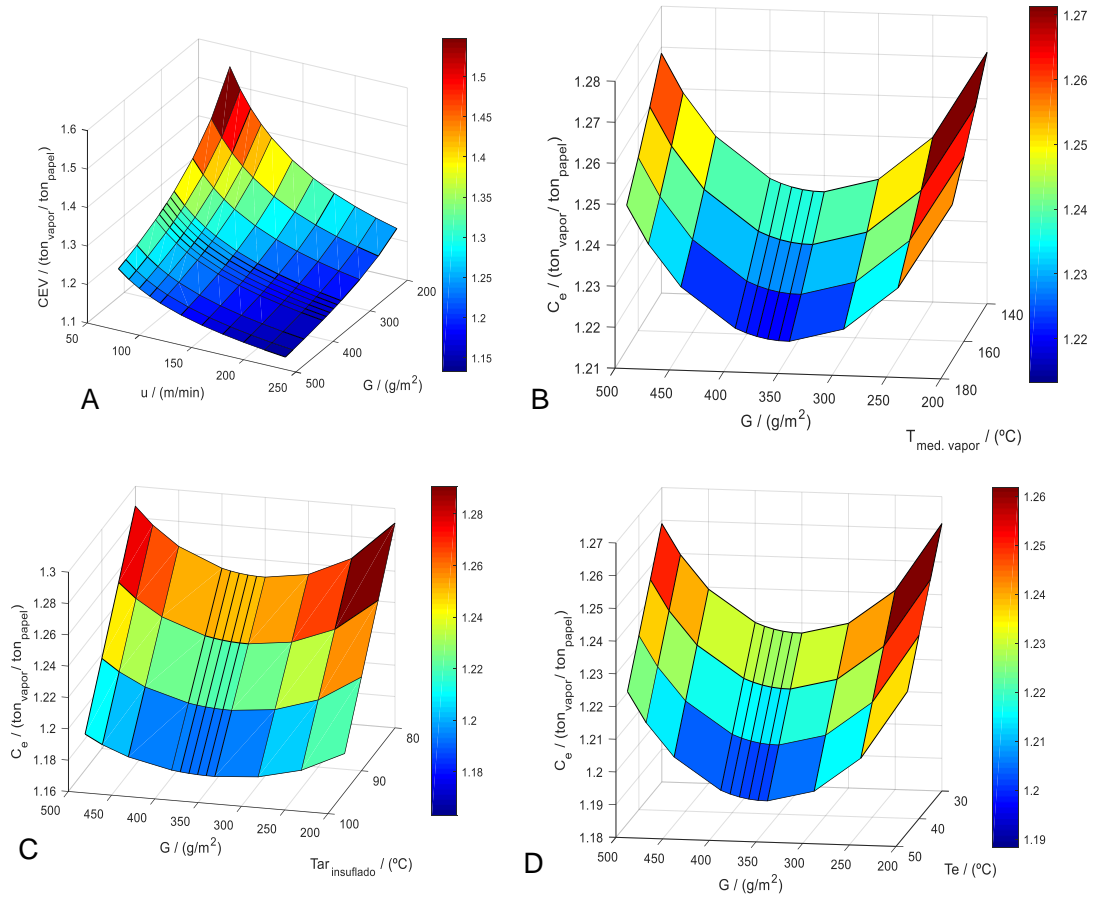


Figura 37: Influência da gramagem, velocidade, temperatura de entrada do papel, temperatura do ar insuflado e temperatura média do vapor no consumo específico. A) Influência da velocidade e gramagem no consumo específico de vapor. B) Influência da temperatura média do vapor e gramagem no consumo específico de vapor. C) Influência da temperatura do ar insuflado e gramagem no consumo específico de vapor. D) Influência da temperatura de entrada do papel e gramagem no consumo específico de vapor.

$$u = \frac{-0,4069 (G \times 10^3) + 286,92}{60} \quad (89)$$

Como verificado na Figura 37, o aumento da velocidade leva a uma diminuição exponencial do consumo específico. No entanto, a elevação da velocidade é limitada pela taxa de evaporação. Como se pode observar na Tabela 5, por cada aumento da velocidade em 5m/min seria necessária a introdução de mais um secador.

Em relação à temperatura de entrada do papel e à temperatura do ar insuflado, é possível concluir que o aumento da segunda variável tem um impacto mais significativo no consumo específico de vapor. A elevação da temperatura do *furnish* potenciará também uma melhor drenagem na zona húmida da máquina de papel devido à diminuição da viscosidade da água. Citando Laurijssen, o aumento de 10°C da temperatura do papel

na caixa de chegada leva à redução de 1% do teor de humidade à saída da secção das prensas. Consequentemente, por cada 1% no aumento de teor de sólidos à entrada da secaria espera-se uma redução de 4% no consumo energético (Laurijssen *et al.*, 2010).

Já a temperatura média do vapor saturado para o caso de estudo não aparenta ter uma grande influência no consumo de vapor em comparação com as três variáveis aqui estudadas.

Tabela 5: Número de secadores necessários em função da velocidade da máquina de papel.

G / (g/m ²)	u / (m/min)	Produção diária / (ton/dia)	x _{p,e} / (%)	x _{p,s} / (%)	m _{w,evap.} / (kg/s)	ES / (kg/m ² h)	N _c
480	85	146,88	47	6,5	1,30	15,91	30,13
480	90	155,52	47	6,5	1,38	15,91	31,98
480	95	164,16	47	6,5	1,45	15,91	33,60
480	100	172,80	47	6,5	1,53	15,91	35,46
480	105	181,44	47	6,5	1,60	15,91	37,08
480	110	190,08	47	6,5	1,68	15,91	38,93
480	115	198,72	47	6,5	1,76	15,91	40,79
480	120	207,36	47	6,5	1,83	15,91	42,41

Foi também estudado o impacto do sistema de ventilação no consumo específico de vapor. Mantendo as condições de operação semelhantes às utilizadas no capítulo de discussão de resultados, os caudais de ar insuflado e exaustão foram alterados para respeitarem as condições de ventilação presentes na Tabela 6.

Tabela 6: Condições de operação do sistema de ventilação.

CEA/ (kg _{ar} /kg _{água evap})	HB/ (%)
5.	70
5	80
7	70
7	80
10	70
10	80

Os resultados obtidos pelas simulações, apresentados no Anexo XI, indicam que efetivamente o consumo de vapor diminui para valores mais baixos do CEA e valores mais elevados do HB.

Tendo em atenção os valores de humidade da exaustão, é possível concluir que as condições ótimas de operação são obtidas para um CEA de $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap}}$ e um HB de 80%. Para estas condições de operação estimou-se uma humidade absoluta média de $0,12 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$, humidade relativa média de 33,5% e uma temperatura do ponto de orvalho média de 63°C .

Em relação às situações iniciais, a implementação destas condições de ventilação vão levar a uma redução do custo total de vapor média de $177\text{€}/\text{dia}$. A influência desta variável no consumo específico e custo diário de vapor podem ser observadas nas Figuras 38 e 39. A utilização de um CEA inferior a $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap}}$, apesar de baixar os consumos de vapor, eleva a humidade do ar de exaustão acima do desejado, potenciando assim fenómenos de condensação em zonas menos ventiladas da secaria.

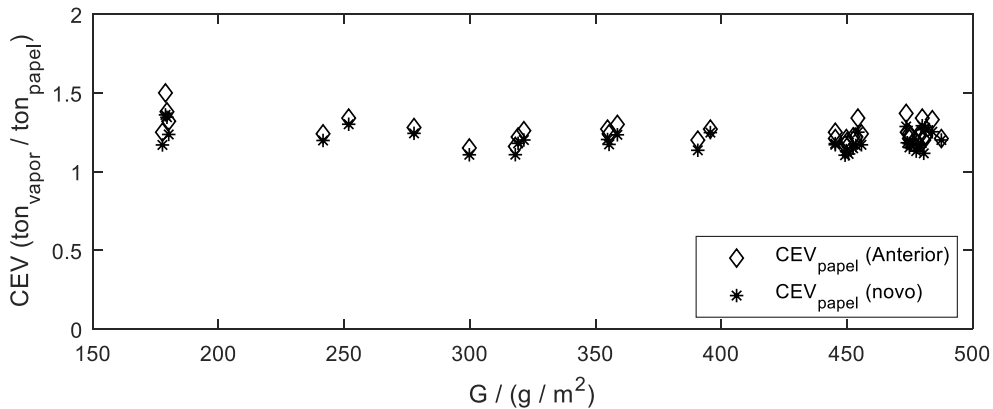


Figura 38: Influência do CEA e HB no consumo específico de vapor.

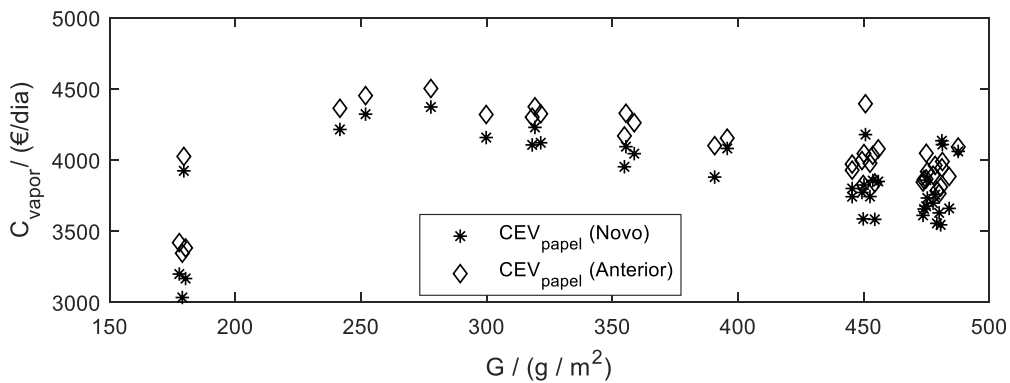


Figura 39: Influência do CEA e HB no custo diário de vapor.

Finalmente, foi estudada a influência da temperatura de entrada do papel, do ar insuflado e do CEA na cinética da secagem, utilizando-se para esse fim o modelo de equações diferenciais. Os ensaios foram realizados para uma gramagem de 450 g/m², uma humidade de entrada de 47%, uma velocidade de 101m/min e uma temperatura do ar de exaustão de 90°C. Quanto à temperatura de entrada do papel e do ar insuflado e aos caudais mássicos do ar insuflado e de exaustão, nos ensaios em que estas variáveis não foram alteradas, assumiu-se um valor de 34°C, 87°C, 17,78kg/s e 23,65kg/s, respetivamente. Os dados utilizados nos vários ensaios estão presentes na Tabela 7.

Tabela 7: Dados utilizados no estudo da influência das variáveis de processo na dinâmica da secagem.

Simulação 1		$T_p/(^{\circ}\text{C})$
Ensaio 1		30
Ensaio 2		40
Ensaio 3		50
Simulação 2		$T_{\text{ar,insuf}}/(^{\circ}\text{C})$
Ensaio 1		80
Ensaio 2		90
Ensaio 3		100
Simulação 3	CEA / (kg _{ar} /kg _{água} evap.)	HB / (%)
Ensaio 1	5	80
Ensaio 2	7	80
Ensaio 3	10	80

Os resultados obtidos para a primeira simulação estimam um maior nível de secagem com o aumento da temperatura inicial, tendo-se obtido um papel com humidade de 6,04% para o primeiro ensaio e 5,22% para o terceiro ensaio. A maior secura deve-se em grande parte ao aumento da taxa de evaporação nas primeiras baterias de secadores. Para a segunda simulação também registou-se uma elevação do nível de secura do papel com o aumento da temperatura do ar insuflado, tendo-se conseguido um papel com humidade de 6,04% para o primeiro ensaio e 5,6% para o terceiro ensaio. Este ensaio permitiu concluir que, embora a temperatura do ar insuflado não tenha uma influência tão grande quanto a variável avaliada na primeira experiência, no teor de secura final do papel, o aumento da temperatura do ar insuflado favorece a diminuição da humidade relativa do ar nas bolsas de secagem.

Quanto à última simulação efetuada, o aumento da ventilação não demonstrou alterações no teor de secura final do papel, dado que esta variável não entra no balanço mássico. Porém, como já verificado, a utilização de um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água evap.} prejudica a secagem em virtude da elevação da humidade relativa do ar e da temperatura do ponto de orvalho. Estes resultados podem ser observados no Anexo XII.

Com base na análise efetuada neste trabalho, foi possível identificar o conjunto de condições de operação presentes na Tabela 8 que vão minimizar o consumo específico de vapor.

Tabela 8: Condições de operação ótimas para minimizar o consumo energético da secagem.

$T_{p,e}$ / (°C)	38-40
$T_{ar,insuf}$ / (°C)	90-93
CEA / (kg _{ar} /kg _{água evap.})	7-10
HB / (%)	75-80

A partir desta gama de condições de operação, realizaram-se duas simulações para aferir a poupança que seria possível atingir no melhor e pior cenário. Nestas simulações foram utilizados os dados de processos coletados, tendo sido alterado o valor da temperatura de entrada do papel, do ar de insuflação, e o valor CEA e HB para 40°C, 93°C, 7 kg_{ar}/kg_{água evap.} e 80%, para o melhor cenário. Os resultados obtidos, para a simulação do melhor cenário, podem ser conferidos nas Figuras 40 a 43 já, na Tabela 9 encontram-se os valores médios para os indicadores de desempenho atuais assim como os estimados para o melhor e pior cenário.

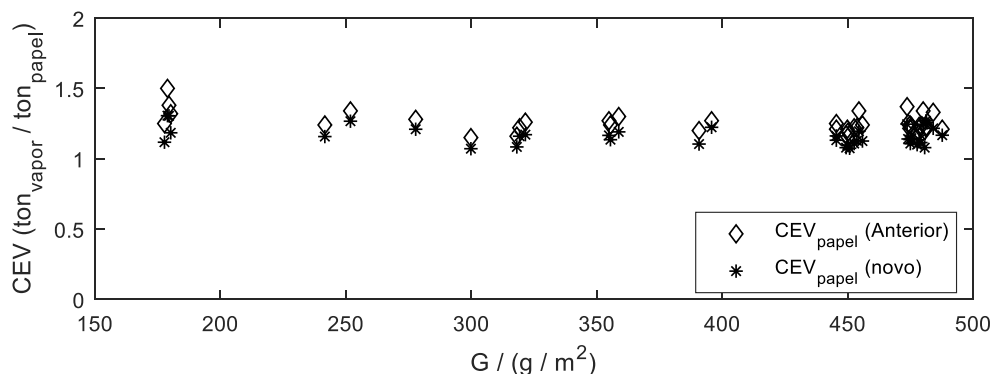


Figura 40: Consumo específico de vapor para as condições de operação normais e ótimas.

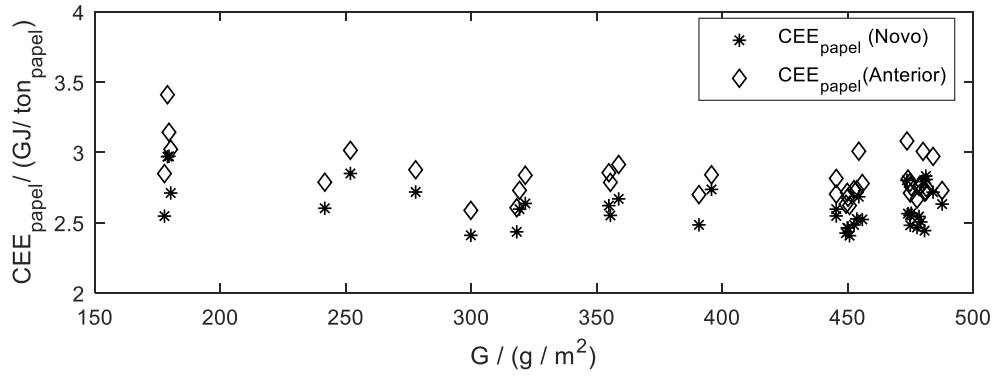


Figura 41: Consumo específico de energia para as condições de operação normais e ótimas.

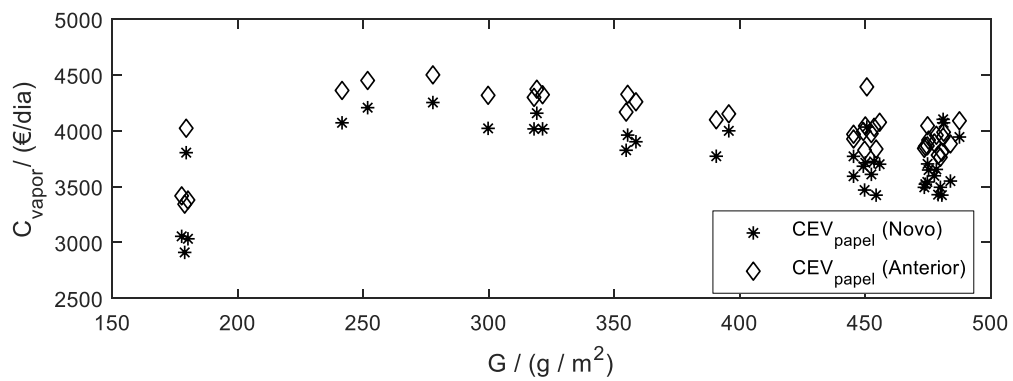


Figura 42: Consumo diário de vapor para as condições de operação normal e ótimas.

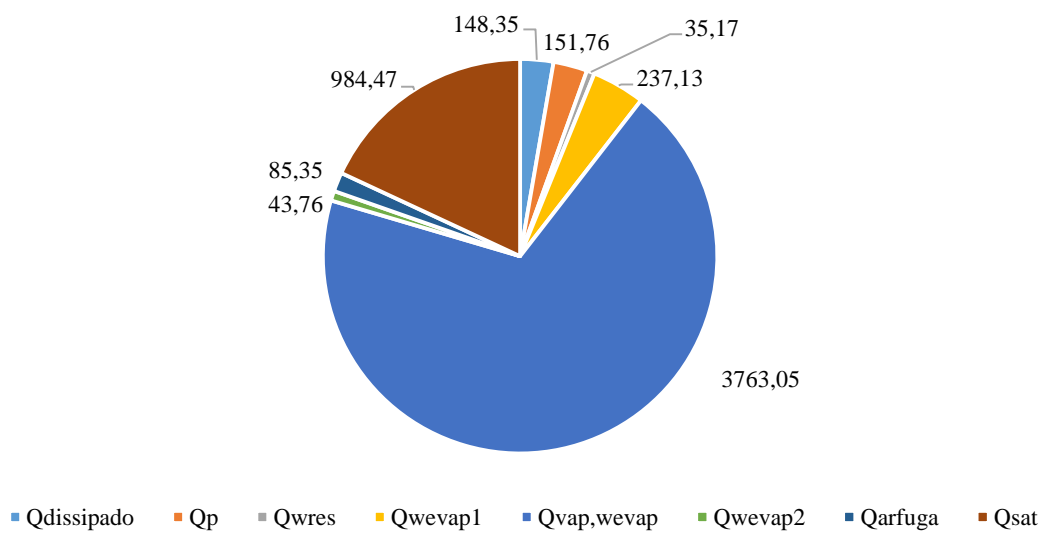


Figura 43: Consumos energéticos da secaria (kW), nas condições de operação ótimas, para a produção de papel com 300 g/m² de gramagem.

Tabela 9: Comparação entre os indicadores de desempenho atuais e os estimados para as condições de operação referentes ao melhor e pior cenário.

Indicadores	Atual	Melhor cenário	Pior cenário
AH / (kg _{água} /kg _{gar})	0,07	0,12	0,08
T _{po} / °C	49,63	63,00	52,72
CEA / (kg _{água} evap./kg _{gar} insuf.)	11,96	7	10
HB / (kg _{gar} insuflado/kg _{gar} exaustão)	0,78	0,8	0,75
CEV _{papel} / (kg _{vapor} /kg _{papel} produzido)	1,25	1,16	1,22
CEE _{papel} / (GJ _{vapor} /ton _{papel} produzido)	2,81	2,61	2,74
C _{vapor} / (€/dia)	4013,01	3723,09	3918,11

Como esperado, os consumos energéticos baixaram significativamente, tendo-se estimado um CEE médio de 2,61 e 2,74 GJ/ton_{papel} para o melhor e pior cenário respetivamente. Consequentemente, os custos diários em vapor foram também reduzidos, obtendo-se uma poupança média de 95 a 290€/dia em relação às condições aplicadas atualmente.

Observando a Figura 43 é possível constatar que, com as condições de operação simuladas, o consumo energético por parte do ar proveniente das fugas baixou drasticamente, tendo atingido uma redução de 150,71 kW comparativamente aos resultados apresentados na Figura 25. Uma descrição mais detalhada para os efeitos das condições de operação presentes na Tabela 7 no desempenho energético da secaria pode ser consultada no Anexo XIII.

7. Estudos suplementares

No decorrer do estágio foram ainda elaborados mais três trabalhos. O primeiro consistiu em desenvolver um método para determinar os caudais mássicos das correntes de processo, tendo como principais objetivos: determinar a quantidade de energia utilizada em cada secador; estimar a quantidade de vapor extraído pelos sifões dos secadores; estimar a recuperação de vapor nas colunas *flash* do sistema de vapor e condensados; medir os caudais das correntes de condensados que são enviadas ao sistema aerotérmico para otimizar e determinar a eficiência do sistema de aquecimento de ar.

Já o segundo trabalho consistiu em aplicar regressão linear multivariada ao processo de secagem, utilizando-se para esse fim o *software* JMP Pro. Este método foi empregado para estimar o consumo específico de vapor a partir dos dados processuais coletados no DCS.

Por fim, com a implementação na empresa de uma serpentina para aquecer as águas coladas, antes de darem reentrada na máquina de papel, foi desenvolvido um modelo baseado em balanços mássicos e energéticos para estimar a temperatura de vapor a que deveria ser utilizada para aquecer esta água.

Relativamente ao primeiro trabalho, não foi possível a sua realização uma vez que as equações desenvolvidas pelos fornecedores das válvulas não conseguem uma estimativa aproximada dos caudais reais. Quanto ao segundo trabalho, apesar de se ter conseguido desenvolver um modelo capaz de prever a variável desejada em gamas de condições de operação próximas das utilizadas, a equação demonstrou ser sensível à extrapolação das variáveis de entrada do modelo. Já o terceiro trabalho carece de testes para validar a sua aplicação na estimativa dos efeitos da pressão do vapor para aquecer as águas recirculadas para a máquina de papel. Os três trabalhos podem ser consultados mais detalhadamente no Anexo XIV.

8. Conclusões

Na presente dissertação foi aplicado um modelo termodinâmico para estimar os indicadores de desempenho da secção de secagem da máquina de papel existente na Papeleira. Além disso, também aplicou-se um segundo modelo para aferir o teor de humidade e temperatura do papel, assim como a humidade no ar ao longo da secaria.

Os resultados obtidos para os indicadores de desempenho, quando comparados com valores de *benchmarking* da indústria papeleira, permitiram identificar uma alimentação excedente do ar insuflado e do ar proveniente do porão, pois foi determinado um CEA médio de $12 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap}}$ e um consumo energético para o ar oriundo dos espaços abertos da capota correspondente a cerca de 5% da energia total.

Deste modo, uma redução nos caudais de ar insuflado e de exaustão foi proposta para que o CEA e o HB da Papeleira se enquadrassem com os valores de referência, ou seja, 7 a $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap}}$ e 75 a 80%, respetivamente. Além disso, foi também sugerido um aumento da temperatura do ar insuflado para uma gama de 90 a 93°C.

Estas condições de operação associadas a um melhor controlo da temperatura de entrada do papel na secção de secagem para diminuir as oscilações desta variável culminariam em reduções no $\text{CEE}_{\text{papel}}$ de 2,81 para 2,61 a 2,74 $\text{GJ}/\text{ton}_{\text{papel}}$, atingindo-se assim uma poupança de 95 a 290 €/dia no custo de vapor.

Finalmente, devido ao aumento da humidade do ar de exaustão, pela diminuição do CEA, a capacidade calorífica do ar seria incrementada, permitindo assim ao sistema de recuperação de calor uma maior troca de energia por unidade de massa. Contudo, esta melhoria no sistema de recuperação de calor não pode ser estudada devido ao desconhecimento dos caudais mássicos das correntes utilizadas na permuta de calor com o ar.

9. Perspetivas de trabalho futuro

O presente trabalho recorreu à utilização de dois modelos para estimar o desempenho atual da secagem de papel e para identificar oportunidades de melhoria. No entanto, por conta do nível de integração entre as correntes de processo e ao desconhecimento de variáveis relevantes para a execução dos dois modelos, foram efetuadas algumas simplificações.

Em relação à ferramenta utilizada para medir os índices de desempenho da secagem uma vez que é apenas contabilizada a temperatura média do vapor e a temperatura do condensado que regressa à caldeira, seria interessante a determinação dos caudais mássicos de vapor e condensado nas baterias de secadores para ser realizado um balanço energético mais realista.

Seria também benéfica a realização de um estudo a longo prazo sobre influência dos diferenciais de pressão dos secadores na secagem do papel e na remoção de condensados. A eficiência da remoção dos condensados poderia numa primeira parte ser estudada através da diferença de temperaturas entre o casco do cilindro e o vapor saturado.

Quanto ao sistema de ventilação, seria interessante construir uma curva que relacionasse o caudal de ar com a potência utilizada. Este trabalho possibilitaria os operadores da máquina definirem qual a potência a utilizar em função da produção para que se pudesse minimizar os custos de vapor e eletricidade. Uma alternativa seria instalar medidores de caudal nas condutas de ar.

Relativamente ao sistema de recuperação de calor, poder-se-ia determinar os caudais e temperatura de entrada e saída das correntes de processo que permutam calor neste equipamento. Este estudo, além de determinar a eficiência deste equipamento, poderia ser utilizado para realizar uma análise *pintch* e assim verificar se haveria

possibilidade de aproveitar ainda mais a energia das correntes quentes para aquecer outras correntes de processo.

Devido a variabilidade da matéria-prima utilizada na produção de papel reciclado, seria interessante estudar o seu efeito na secagem do papel. A realização de ensaios para determinar a humidade crítica do papel, a isotérmica de dessorção e a entalpia de dessorção permitiria aferir se a utilização de algum tipo de papel reciclado teria algum impacto significativo.

Quanto ao modelo baseado em equações diferenciais, é necessário a recolha de amostras de papel ao longo da secaria para ajustar os coeficientes de transferência de calor e massa. Ademais, um estudo para determinar a isotérmica e a curva do diferencial de energia de dessorção traria melhorias no seu desempenho, especialmente na fase de decaimento da taxa de evaporação. Além disso, poder-se-ia desenvolver o modelo para que pudesse estimar o teor de humidade do papel ao longo da espessura, assim como calcular a contração da folha durante a secagem. Este modelo mais completo poderia ser posteriormente aplicado numa estratégia de controlo da máquina de papel e na formação dos colaboradores.

Finalmente, dever-se-ia analisar a zona húmida da máquina de papel e averiguar o efeito da matéria-prima, da temperatura do *furnish*, da concentração do agente de retenção, do vácuo na zona de formação e da pressão das prensas na drenabilidade da água.

Bibliografia

Åkesson J. e Ekvall J. 2006. Parameter optimization of a paper machine model. *Lund University*.

Arya H. K. 2006. *Modelling and Simulation of Multi Cylinder Paper Drying*. Saharanpur : Indian Institute of Technology Roorkee. Dissertação de Mestrado.

Barreira P. 2018. Controlo de Qualidade. *Especificações Técnicas Internas*. s.l. : Papeleira Coreboard.

Berg C-G.A. 2007. Heat and mass transfer in turbulent drying processes — experimental and theoretical work. *Drying Technology: An International Journal*. Vol.18: 3, pp. 625-648.

Berrada M. , Stanislaw T., Mohammed E. E. e Radziszewski P. H.. 1997. A State Model for the Drying Paper in the Paper Product Industry. *IEEE Transactions on industrial electronics*. Vol. 44, pp. 579-586.

Bhutani N., Lindberg C-F., Starr K. e Horton R. 2011. Energy assessment of Paper Machines. *Energy Procedia*. Vol. 14, pp. 955-963.

Biermann C. J. 1996. *Handbook of Pulping and Papermaking*. Corvallis : Academic Press Limited. Vol. 2.

Burstein V. S. 1944. *A Method for Ascertaining The Rate Of Drying Of Paper And Paperboard Under Machine Conditions*. Wisconsin : The Institute of Paper Chemistry. Tese de Doutoramento.

Cano F. e Peña I. 2015. *Papeleira Portuguesa S.Paio de Oleiros, Portugal: Energy Audit*. [ed.] Valmet.

Chaloux J. 2014. Easy-to-Apply : Dryer Performance Indicators. *Paper Age*. Vol. 130:1, pp. 18-20.

Chen X., Li J., Liu H., Yin Y., Hong M. e Zeng Z. 2015. Energy System Diagnosis of Paper-Drying Process: Part 1. Energy Performance Assessment. *Drying Technology: An International Journal*.

CIPEC. 2008. *Benchmarking Energy Use in Canadian Pulp and Paper Mills.* [ed.] CIPEC. Ottawa : Canadian Industry Program for Energy Conservation.

Corro, A. e Mikel A. 2018. *Proyecto: Puertas Levadizas/Correderas - Reparaciones Campana MP-1.* s.l. : Bellmer.

Baughman, D. R. e Liu Y. A. 1995. *Neural Networks in Bioprocessing and Chemical Engineering.* Blacksburg : ACADEMIC PRESS.

Deublin. 2010. *Rotating Joints and Siphon Systems for the Paper Industry.*[ed.] Deublin. Waukegan : Deublin Company.

Engineering Tool Box (a). Specific Heat of Solids. *The Engineering ToolBox.* [Online] [Acedido em Fevereiro 16, 2018.] https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-solids-d_154.html.

Engineering Tool Box (b). Thermal Conductivity of common Materials and Gases. *The Engineering ToolBox.* [Online] [Acedido em 8 de Fevereiro, 2018.] https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html.

Gaillemard C. 2006. *Modelling the Moisture Content of Multi-Ply Paperboard in the Paper Machine Drying Section.* Estocolmo : Instituto Real de Tecnologia (KTH). Tese de Licenciatura.

Ghodbanan S., Alizadeh R. e Shafiei S. 2015a. Thermodynamic and Heat Transfer Evaluation of Pocket Drying Section in the Multi-Cylinder Dryers of Paper Machine. *Iranian Journal of Chemical Engineering.* Vol. 13:2, pp.57-70 .

Ghodbanan S., Alizadeh R. e Shafiei S. 2015b. Steady State Modeling of Multi-Cylinder Dryers in Corrugating Paper Machine. *Drying Technology: An International Journal.*

Ghosh A. K. 2011. Fundamentals of Paper Drying- Theory and Application from Industrial Perspective. [ed.] Amimul Ahsan. *Evaporation, Condensation and Heat Transfer.* Highett : In Tech, pp. 535-581.

Gonçalves D. A. 2012. *Modelação da Secagem de Papel "tissue" em Ambiente Industrial.* Aveiro : Universidade de Aveiro. Dissertação de Mestrado.

Haslach H. W. 2000. The Moisture and Rate-Dependent Mechanical Properties of Paper: A Review. *Mechanics Of Time-Dependent Materials*. Vol. 4, pp. 169-210.

Heimbach. *How can the efficiency of the dryer section be increased?*. [ed.] Heimbach Group. [Online]. [Acedido em 28 Abril, 2018] https://www.heimbach.com/fileadmin/user_upload/HEIMBACH_DAM/2000_PA/2200_Veroeffentlichungen/2210_PDFs/29_How_can_the_efficiency_of_the_dryer_section_be_increased.pdf.

Jankes G. G., Tanasic N. D., Stamenic M. S. e Adzic V. M. 2011. Waste heat potentials in the drying section of the paper machine in Umka cardboard mill. *Thermal Science*. Vol. 15 pp. 735-747.

Karlsson M. e Stenström S. 2007. Static and Dynamic Modeling of Cardboard Drying Part 1: Theoretical Model. *Drying Technology: An International Journal*. 23:1-2, pp. 143-163.

Kemp I. C. 2007. Reducing Dryer Energy Use by Process Integration and Pinch Analysis. *Drying Technology: An International Journal*. Vol. 23: 9-11, pp. 2089-2104.

Keränen J. 2011. *Increasing the drying efficiency of cylinder drying*. Jyväskylä : Universidade de Jyväskylä. Tese de Doutoramento.

Klein, S. A. e Alvarado, F. L. 2018. Properties of air at 1 atm pressure. *Engineers Edge*. [Online] [Acedido em 28 de Abril 2018.] https://www.engineersedge.com/physics/properties_of_air_at_1_atm_pressure_13828.htm.

Kong L. e Liu H. 2011. A Static Energy Model of Conventional Paper Drying for Multicylinder Paper Machines. *Drying Technology: An International Journal*. Vol. 30:3, pp. 276-296.

Krofta. 1992. *Folha de dados técnicos*. s.l. : Krofta Iberica S.A.

Lam E. 2016. *Energy Analysis of the Drying Hood ind Paper Machine 1 at Stora Enso Nymolla Mill*. Lund : Lund University. Dissertação de Mestrado.

Lampinen J. 1994. Optimization and Simulation of Quality Properties in Paper Machine with Neural Networks. *IEEE*. Vol. 47:7, pp. 3812-3815.

Lampinem M. J. 1990. Analysis of Surface Energy and Liquid Pressure of Liquid in Porous Materials. *Chemical Engineering Science*. 7, Vol. 47, pp. 1695-1702.

Lang I. 2009. Effect of the Dryer Fabric on Energy Consumption in the Drying Section. *Pulp and Paper Canada*. Vol.110:5, pp. 33-37.

Laurijssen J., Faaij A. e Worrell E. 2012. Benchmarking energy use in the paper industry: a benchmarking study on process unit level. *Energy Efficiency*. Vol.6, pp. 49-63.

Laurijssen J., Grama F. J. D., Worrell E. e Faaij A. 2010. Optimizing the energy efficiency of conventional multi-cylinder dryers in the paper industry. *Energy*. Vol. 35:9, pp. 3738-3750.

Li Y., Liu H., Li J. e Tao J. 2011. Process Parameters Optimization for Energy Saving in Paper Machine Dryer Section. *Drying Technology: An International Journal*. Vol. 29, pp. 910-917.

Martínez I. Thermal data: Massa Diffusivity Data. *DMT-UPM*. [Online] Universidad Politécnica de Madrid: Departamento de Motopropulsión y Termofluidodinámica. [Acedido em 28 de Abril, 2018.] <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/dat1/Mass%20diffusivity%20data.pdf>.

Masoneilan. 2010. *Camflex II 35002 Series: Rotatory Control Valves*. [ed.] Dresser Masoneilan.

Masoneilan. 1970. *Masoneilan Handbook for Control Valve Sizing*. 2ª. [ed.] Masoneilan International.

Massey, B. S. 1968. *Mechanics of Fluids*. 6. Londres : Chapman and Hall, pp. 105-110.

Mujumdar A. S. e Devahastin S. 2000. Fundamental principles of drying. [ed.] Arun S. Mujumdar. *Mujumdar's practical guide to industrial drying*. Montreal : Exergex Corporation, 1, pp. 12-19.

Nilsson L. 2004. Heat and mass transfer in multicylinder drying Part I. Analysis of machine data. *Chemical Engineering and Processing*. 2004, Vol.43, pp. 1547-1553.

Nissan, A. H. e Hansen D. 1960. Heat and Mass Transfer Transients in Cylinder Drying: Part I. Unfelted Cylinders. *American Institute of Chemical Engineers*. Vol. 6, pp. 606-611.

Nunes, N. G. C. 2014. Tabelas de Vapor Saturado. *Instituto Superior De Engenharia de Lisboa*. [Online]. [Acedido em 23 de Abril, 2018.] http://pwp.net.ipl.pt/deq.isel/nnunes/My_Homepage_Files/PDF/Tabela1.pdf.

Papeleira Coreboard. 2018. *Manual de Acolhimento*. Recursos Humanos.

Paper Technical Services. 2015. *Proyector de reforma de la Maquina 1 de Papeleira Portuguesa en São Paio de Oleiros Portugal*.

Perry R. H. 1997. *Perry's Chemical engineers' Handbook*. [ed.] Don W. Green. 7°. Nova Iorque : McGraw-Hill, 1997. pp. Capítulo 5, pág. 13.

Pettersson F. e Söderman J. 2007. Design of robust heat recovery systems in paper machines. *Chemical Engineering and Processing*. Vol. 46, pp. 910-917.

PORDATA. Preços da electricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU)Preços da electricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU). *PORDATA Base de dados Portugal Contemporâneo*. [Online] PORDATA, 2018. [Acedido em 11 de Maio, 2018.] [https://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+da+electricidade+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+\(Euro+ECU\)-1477-211472](https://www.pordata.pt/Europa/Pre%C3%A7os+da+electricidade+para+utilizadores+dom%C3%A9sticos+e+industriais+(Euro+ECU)-1477-211472).

Pulp Paper Mill. 2017. Paper machine Headbox. *Pulp Paper Mill*. [Online]. [Acedido em 5 de Abril, 2018.] <http://www.pulppapermill.com/paper-machine-headbox/>.

Reardon S. A. 1994. *A Mathematical Model For The Simulation Of Paper Drying Energy Consumption*. Tasmânia : Universidade da Tasmânia. Tese de Doutoramento.

Rodriguez L. M. S. 2017. *Informe de mediciones de sequeria Papeilera*. GCristini.

Sadeghi M. 2003. *Modeling and Simulation of Transport Phenomena in Paper Drying*. Montreal : McGill University. Tese de Doutoramento

Sivill, L. e P. Ahtila, M. Taimisto. 2005. Thermodynamic simulation of dryer section heat recovery in paper machines. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25, pp. 1273-1292.

Slätteke O. 2006. *Modeling and Control of Paper Machine Drying Section.* Lund : Universidade de Lund. Tese de Doutoramento.

Spirax Sarco. Saturated Steam Properties. *Spirax Sarco.* [Online] [Acedido em 19 de Julho, 2018.] http://www2.spiraxsarco.com/esc/SS_Properties.aspx.

Tappi. 2008a. Recommended operation of dryer section hood air systems. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-24.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2008b. Sheet handling devices. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-44.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2009a. Methods of evaluating high velocity dryers. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-05.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2009b. Recommended dryer differential pressures. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-31.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2010. Paper machine drying rate. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-07.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2012a. Dryer Section performance monitoring. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-33.* [ed.] Tappi.

Tappi. 2012b. Dryer surface temperature measurement. *Tappi Technical Information Paper TIP 0404-39.* [ed.] Tappi.

Tsi TecInvest. 2016. *Papeleira Portuguesa, SA - Estudo de Impacte Ambiental do Projecto de Optimização.* Resumo não Técnico.

Valmet. 2012. Steam and Condensate System Improvements. *Valmet Technical Paper Series.*[ed.] Valmet.

Valmet. 2014. Dryer Fabrics. *Valmet Technical Paper Series.*[ed.] Valmet.

Videau, J. L., Lemaitre A. e Foulard C. 1980. Dynamic modelling and simulation of paper machine multicylinder drying section. *IFAC - Systems Approach for Development.* Vol. 3, pp. 143-151.

Wilhelmsson B., Nilsson L., Stenstram S. e Wimmerstedt R. 1993. Simulation models of multi-cylinder paper drying. *Drying Technology: An International Journal*. Vol. 11, pp. 1177-1203.

Windy. *Windy*. [Online] [Acedido em 14 Fevereiro, 2018.] <https://www.windy.com/?40.140,-8.803,5>.

Xavier M. 2017. *Gestão da Segurança Durante uma Paragem Fabril para Remodelação das Instalações e Equipamentos*. São Paio de Oleiros: Papeleira Coreboard.

Yeo Y-K., Hwang K-S. e Kang, Yi S. C. e Kang H. 2014. Modeling of the Drying Process in Paper Plants. *Korean Journal of Chemical Engineering*. Vol. 21:4, pp. 761-766.

Anexos

Anexo I – Determinação da energia dissipada pela campânula

A determinação dos coeficientes de transferência de calor do interior da secaria para o seu exterior tiveram como pressuposto uma transferência de calor em geometria plana. Foi presumido que existem perdas de calor do interior da campânula pelas paredes laterais, frontal, traseira e teto, assim como perdas de energia para o porão existente debaixo da máquina de papel. Deste modo, o coeficiente global de transferência de calor pelas paredes pôde ser estimado pela equação I.1, enquanto para o porão utilizou-se a equação I.4. Nas Figuras I.1 e I.2 encontram-se esquemas das resistências à transferência de massa aqui abordadas.

$$\frac{1}{U_{camp.}} = \frac{1}{h_i} + \frac{esp_{Al,i}}{k_{Al}} + \frac{esp_{Lr}}{k_{Lr}} + \frac{esp_{Al,o}}{k_{Al}} + \frac{1}{h_o} \quad (I.1)$$

$$\frac{esp_{Al,i}}{k_{Al}} = \frac{esp_{Al,o}}{k_{Al}} \quad (I.2)$$

$$\frac{1}{U_{camp.}} = \frac{1}{h_i} + 2 \frac{esp_{Al,i}}{k_{Al}} + \frac{esp_{Lr}}{k_{Lr}} + \frac{1}{h_o} \quad (I.3)$$

$$\frac{1}{U_{porão}} = \frac{1}{h_{i,porão}} + \frac{esp_{feltro}}{k_{feltro}} + \frac{1}{h_{o,porão}} \quad (I.4)$$

O coeficiente de transferência de calor (h) no interior e exterior da secaria considerou mecanismos de permuta de calor por convecção natural e radiação em todos os casos, como pode ser verificado na equação I.5.

$$h = h_c + h_r \quad (I.5)$$

A determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção teve como base o cálculo do número de Nusselt através das equações I.6 a I.9 (Perry, 1997). O coeficiente de transferência de calor por convecção natural é então determinado pela equação I.10.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \rho_{ar} |T_{f,i}|^2 \cdot L^3}{\mu_{ar} |T_{f,i}|^2} \quad (I.6)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (I.7)$$

$$T_f = \frac{T_{quente} + T_{frio}}{2} \quad (I.8)$$

$$c = 0.59 \text{ e } n = 1/4 \text{ se } 10^4 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^9$$

$$c = 0.13 \text{ e } n = 1/3 \text{ se } 10^9 \leq Gr \cdot Pr$$

$$N_u = c \cdot (Gr \cdot Pr|T_{f,i}|)^n \quad (I.9)$$

$$h_{c,i} = \frac{N_u \cdot k_{ar}|T_{f,i}|}{L} \quad (I.10)$$

- L é a dimensão característica do sistema, sendo suposto neste modelo que seria o comprimento da campânula da secaria nos casos da transferência de calor pelo teto e porão. Já no caso das paredes laterais e frontais, utilizou-se a altura da campânula.

O coeficiente de transferência de calor por radiação foi determinado através da equação 11, aplicando-se as leis de Newton e Stefan-Boltzmann.

$$h_r = \frac{\varepsilon_{corpo\ quente} \cdot \delta \cdot (T_{quente}^4 - T_{frio}^4)}{T_{quente} - T_{frio}} \quad (I.11)$$

Os dados utilizados para a determinação dos coeficientes de transferência de calor pelas paredes laterais e frontais podem ser observados na Tabela I.1. Nas Tabelas I.2 e I.3 observam-se as propriedades termofísicas no interior e exterior da campânula. Já nas tabelas I.4 e I.5 pode-se verificar as propriedades termofísicas constatadas no porão.

Tabela I.1: Propriedades gerais do isolamento das paredes laterais, frontal, traseira e porão da campânula. (EngineeringToolBox(b))

esp _{Al} / m	esp _{Lr} / m	esp _{filtro} / m	k _{Al} / (W/m K)	k _{Lr} / (W/m K)	k _{filtro} / (W/m K)	ε _{ferro}	ε _{Al}	δ x 10 ⁸ / (W/m ² K ⁴)	g / m / s ²
0,0015	0,05	0,003	111	0,04	0,2	0,94	0,02	5, 67	9,8

Tabela I.2: Propriedades termofísicas no interior da campânula (Klein e Alvarado).

T _{cilindro} / K	T _{parede,i} / K	ρ _{ar} / kg/m ³	μ _{ar} x 10 ⁵ / Pa.s	Pr _{ar}	k _{ar} x 10 ³ / W/m K
407,94	365,67	0,9458	2,181	0,7111	30,21

Tabela I.3: Propriedades termofísicas no exterior da campânula (Klein e Alvarado).

T _{parede,o} / K	T _{ambiente} / K	ρ _{ar} / kg/m ³	μ _{ar} x 10 ⁵ / Pa.s	Pr _{ar}	k _{ar} x 10 ³ / W/m K
296,55	291,15	1,2	1,83	0,7309	25,14

Tabela I.4: Propriedades termofísicas no interior do porão (Klein e Alvarado).

T _{cilindro} /	T _{filtro,i} /	ρ _{ar} /	μ _{ar} x 10 ⁵ /	Pr _{ar}	k _{ar} x 10 ³ /

K	K	kg/m ³	Pa.s		W/m K
407,94	335,95	0,9458	2,181	0,7111	30,95

Tabela I.5: Propriedades termofísicas no exterior do porão (Klein e Alvarado).

T _{feltro,o} /	T _{ambiente} /	ρ _{ar} /	μ _{ar} x 10 ⁵ /	Pr _{ar}	k _{ar} x 10 ³ /
K	K	kg/m ³	Pa.s		W/m K
335,95	308,15	1,127	1,192	0,7255	26,62

Os coeficientes de transferência de calor globais determinados podem ser observados na Tabela I.6. Nota-se que a diferença do coeficiente de transferência de calor global entre o teto e a parede deve-se ao facto de que o isolamento por lã de rocha nas paredes do teto é o dobro das paredes laterais.

Tabela I.6: Coeficientes de transferência de calor estimados para a campânula.

U _{parede lateral/frontal/traseira}	U _{teto}	U _{porão}
W/ m ² K	W/ m ² K	W/ m ² K
0,601	0,343	6,032

A energia dissipada pela campânula é então estimada pela equação I.12.

$$Q_{dissipado} = 2 U_{parede} A_{parede,lateral} (T_{int} - T_{ext}) + 2 U_{parede} A_{parede,frontal} (T_{int} - T_{ext}) + U_{teto} A_{teto} (T_{int} - T_{ext}) + U_{porão} A_{porão} (T_{int} - T_{ext}) \quad (I.12)$$

$$Q_{dissipado} = 2 \times 0,601 \times 172,25 \times (407,94 - 291,15) + 2 \times 0,601 \times 28,33 \times (407,94 - 291,15) + 0,343 \times 187,27 \times (407,94 - 291,15) + 6,032 \times 187,27 \times (407,94 - 308,15) = 148349,7 \text{ W} \approx 148,35 \text{ kW}$$

Na literatura é geralmente assumido um coeficiente de transferência de calor entre o interior e o exterior da campânula de 3 W/m²K e, para o porão, de 8 W/m²K (Chen *et al.*, 2015). Quanto ao coeficiente determinado para o porão, é possível observar que o valor estimado se encontra muito próximo da referência. Já o coeficiente de transferência de calor entre o interior e o exterior da campânula estimado é bem diferente do valor de referência. Quando considerados estes valores de referência, o calor dissipado assume um valor de 356 kW. Porém, uma vez que não são conhecidas as dimensões da campânula e

do seu isolamento, é difícil validar coeficiente de transferência de calor estimado. Não obstante, tendo em consideração que a energia dissipada pode corresponder entre 2 a 6% da energia total, pode-se afirmar que a energia calculada de 148kW é uma boa estimativa para esta variável por corresponder a cerca de 3% da energia total (Kong *et al.*, 2011; Chen *et al.*, 2015).

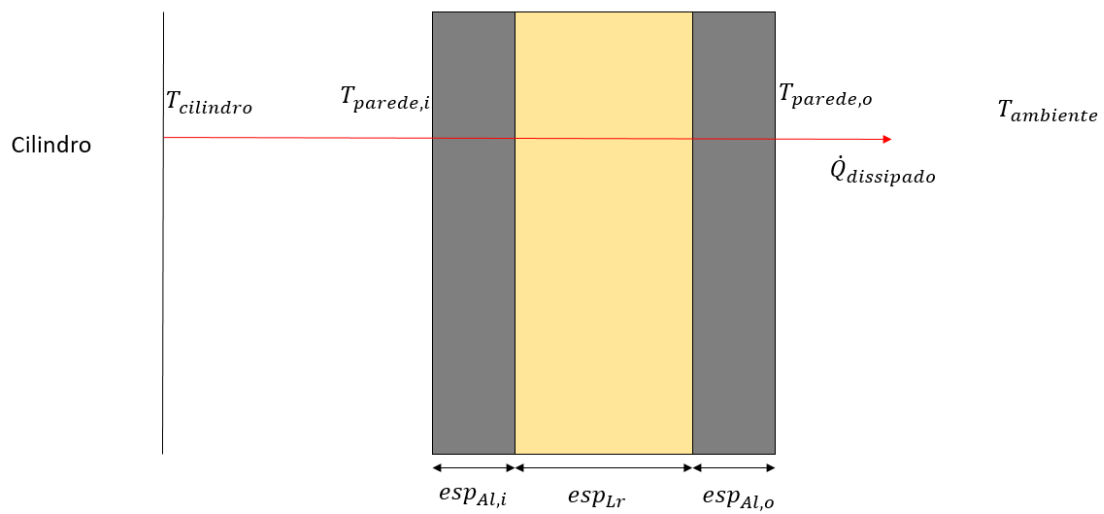


Figura I.1: Esquema das resistências à transferência de calor entre a superfície dos cilindros e o ar ambiente. A variável esp_{Al} representa a espessura da camada de alumínio já esp_{Lr} representa a espessura da camada de isolante.

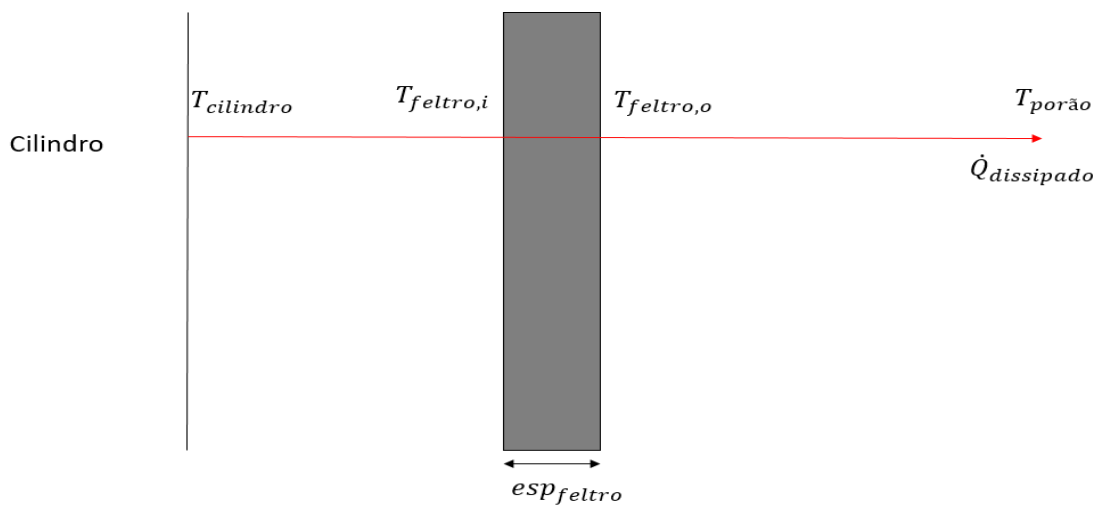


Figura I.2: Esquema das resistências à transferência de calor entre a superfície dos cilindros e o ar ambiente do porão. A variável esp_{feltro} representa a espessura do feltro.

Anexo II – Dados processuais utilizados nas simulações

Os dados de processo utilizados no cálculo dos índices de desempenho da secaria podem ser observados nas Tabelas II.1 a II.4. A variável P_{ij} corresponde à pressão relativa (bar) do vapor saturado na bateria i secador j.

Tabela II.1: Dados de processo parte I.

u / (m/min)	l_f / (m)	G / (g/m ²)	$x_{p,s}$ / (%)	T_c / (°C)	T_s / (°C)	$T_{pós\ 1º\ secador}$ / (°C)	$T_{arinsuf,1}$ / (°C)	$T_{arinsuf,2}$ / (°C)
177	2,487	299,8	6,9	34,4	94,2	55,7	84,3	86
92	2,508	474,81	6,9	32,7	100,1	54,6	85,8	84,3
92	2,489	474	6,4	34,6	100,1	56,7	83,9	82,6
230	2,482	179,5	6,4	30,5	83,2	44,3	90,5	87,9
178,5	2,453	178,9	6,2	32,3	84,1	44,7	81,6	85,6
140	2,465	355,4	7,4	33,1	96,2	54,7	85,1	87,8
99	2,461	487,6	7,4	34,1	103,9	57	86,4	87,6
92	2,452	479,1	6,2	32,5	103,7	52,7	86,1	84,8
101	2,481	445,4	6,4	32,1	104,3	52,9	83,9	84,2
96	2,418	480,6	6,7	34,4	101,6	54,3	85,4	83,9
108	2,457	450,1	6,9	34,1	102,1	51,8	85,7	88,1
107	2,496	449,3	7,4	36,6	101,6	55,8	85,7	88,2
124	2,4781	390,7	6,8	35,1	93,8	52,9	85,6	87,6
155	2,42	321,5	6,6	35,7	101,8	51,4	86,3	87,7
165	2,482	318,1	6,5	35,5	98,5	50,2	87,9	89,4
181	2,458	277,8	7,2	32,7	95	48,1	87,9	89,6
189	2,453	251,8	6,8	32,6	98,8	50,4	87,7	90,2
207	2,472	241,6	6,5	31,6	95,5	45,5	86,7	87,3
90	2,461	454,4	6	28,7	103,7	52,2	84,7	85,2
101	2,51	455,8	6,8	30,4	105,2	49,8	85,3	86,9
101	2,506	452,5	6,7	31,7	106,1	51	85,1	87,3
105	2,789	450,7	6,9	32,2	105,5	54,5	85	87,5
129	2,489	358,7	6,4	31,3	107,2	49,2	85,5	87,6
135	2,408	354,8	6,8	32,4	102,2	55	86,2	87,9
100	2,471	449,8	6,4	32,9	110,1	55	85,8	87
85	2,419	480	6,6	31,8	106,6	55,4	84,9	85,8
85	2,449	473,6	6,4	33	105,6	56,6	84,9	87,6
85	2,494	484	6,5	32,6	109,1	53,4	86,4	88,8
207	2,413	180,2	5,8	29,3	99,4	40,1	86,1	84,5
220	2,458	177,7	6,2	29,1	86,6	41,3	82,2	87,2
101	2,45	474,9	6,6	31,1	103,4	54	84,2	85,6
103	2,486	453,6	7,1	32,5	104,2	54,2	85,3	87,3
96	2,507	477,6	6,7	35,5	109,9	58,5	86,3	86,5
96	2,453	475,3	6,2	36,4	108,1	58,1	86,1	88,8
96	2,464	478,4	6,8	35,9	110,6	54,7	85,3	86,7
118	2,461	395,7	6,8	35,7	107,3	55,9	88,6	89,5
159	2,482	319,2	6,8	36,1	102,9	51	90,2	89,7
106	2,416	445,4	6,7	38,3	111	61,8	91,1	92,4
96	2,46	481,1	7,1	38,8	108,2	57,9	90,1	92,2
96	2,466	481,3	6,6	38,7	112	61,5	89,8	91,8

Tabela II.2: Dados de processo parte II.

$AH_{ar\ insuf}$ ($kg_{\text{água}}/kg_{\text{ar}}$)	η_{ins2} / (%)	η_{Ex1} / (%)	η_{Ex2} / (%)	T_{amb} /($^{\circ}C$)	P_{11} /(bar_{rel})	P_{12} /(bar_{rel})	P_{13} /(bar_{rel})	P_{14} /(bar_{rel})
0,0036	100	95,12	95,12	10	3,2	3,31	3,43	3,49
0,0050	100	95,12	95,12	10	3,19	3,22	3,37	3,43
0,0057	100	95,12	95,12	6	3,18	3,2	3,41	3,51
0,0109	95,12	90,23	90,84	13	0,58	0,69	0,77	0,91
0,0100	95,12	98,47	98,17	12	0,42	0,49	0,6	0,79
0,0071	95,12	98,47	98,17	9	3,21	3,3	3,39	3,51
0,0078	100	86,4	87,6	9	3,2	3,26	3,42	3,53
0,0063	100	97,25	97,25	10	3,2	3,29	3,4	3,51
0,0068	100	97,25	97,25	10	3,19	3,27	3,39	3,49
0,0110	100	99,39	99,39	13	3,2	3,24	3,41	3,49
0,0078	100	98,47	98,47	12	3,19	3,21	3,38	3,5
0,0105	100	98,47	98,47	13	3,2	3,25	3,49	3,53
0,0108	100	98,47	98,47	13	3,2	3,22	3,39	3,51
0,0075	100	98,47	98,47	10	3,2	3,3	3,39	3,5
0,0075	100	98,47	98,47	9	3,21	3,3	3,39	3,49
0,0088	100	95,12	95,12	11	3,21	3,31	3,42	3,49
0,0052	100	95,12	95,12	10	3,2	3,37	3,38	3,47
0,0058	100	95,12	95,12	8	3,23	3,3	3,41	3,5
0,0053	100	98,78	98,78	9	3,21	3,24	3,39	3,5
0,0055	100	98,47	98,47	9	3,21	3,3	3,4	3,46
0,0069	100	98,47	98,47	11	3,22	3,3	3,39	3,59
0,0090	100	98,78	98,78	11	3,2	3,31	3,39	3,52
0,0062	97,96	97,89	97,86	10	3,19	3,3	3,4	3,5
0,0086	97,96	97,89	97,86	12	3,21	3,3	3,38	3,5
0,0066	97,96	97,86	97,86	11	3,2	3,32	3,39	3,51
0,0062	97,96	90,54	90,84	11	3,19	3,29	3,4	3,52
0,0095	100	98,17	98,17	13	3,21	3,31	3,4	3,52
0,0095	100	98,17	98,17	13	3,21	3,24	3,39	3,51
0,0074	100	95,42	95,1	13	0,29	0,31	0,5	0,52
0,0087	100	95,42	95,12	11	0,3	0,25	0,5	0,5
0,0082	100	95,42	95,12	10	3,18	3,33	3,38	3,5
0,0072	100	95,42	95,12	9	3,21	3,29	3,39	3,51
0,0071	100	96,03	96,03	10	3,2	3,31	3,39	3,49
0,0079	100	96,03	96,03	10	3,19	3,3	3,39	3,52
0,0086	100	96,63	96,64	11	3,2	3,29	3,39	3,5
0,0089	100	90,84	90,23	13	3,19	3,27	3,39	3,54
0,0079	100	96,03	96,03	12	3,21	3,34	3,41	3,5
0,0104	90,03	90,84	90,54	19	3,2	3,32	0,38	3,51
0,0107	90,03	71,31	70,7	17	3,21	3,18	3,39	3,49
0,0105	90,03	75,28	75,28	20	3,19	3,17	3,41	3,51

Tabela II.3: Dados de processo parte III.

$P_2/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_3/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_4/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_{51}/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_{52}/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_{53}/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$P_{54}/(\text{bar}_{\text{rel}})$	$T_{\text{cond,flash1}}/(^{\circ}\text{C})$	CEV $/(\text{kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{papel}})$
4,11	4,8	7,85	4,52	4,7	4,27	4,18	93,11	1,15
4,11	4,78	7,79	4,47	4,76	4,29	4,18	94,21	1,24
4,18	4,78	7,83	4,52	4,68	4,35	4,21	94,28	1,25
1,69	3	4,64	2,57	2,89	2,39	2	90,48	1,38
1,66	2,76	4,77	2,51	2,91	1,51	1,01	92,28	1,5
4,09	4,8	7,74	4,47	4,71	4,31	4,18	93,19	1,24
4,1	4,8	7,8	4,49	4,73	4,29	4,17	90,84	1,21
4,12	4,8	7,5	4,52	4,7	4,33	4,15	94,14	1,23
4,1	4,79	7,53	4,47	4,74	4,31	4,18	92,16	1,25
4,09	4,8	7,52	4,49	4,75	4,29	4,22	86,03	1,2
4,09	4,8	7,93	4,51	4,74	4,33	4,21	92,16	1,19
4,12	4,81	7,78	4,5	4,75	4,3	4,18	93,99	1,17
4,12	4,79	7,91	4,5	4,72	4,3	4,24	94,14	1,2
4,11	4,8	7,83	4,45	4,69	4,34	4,2	92,53	1,26
4,09	4,8	7,87	4,49	4,69	4,28	4,23	95,38	1,16
4,13	4,81	7,82	4,49	4,72	4,28	4,18	95,02	1,28
4,09	4,77	7,85	4,47	4,72	4,31	4,21	93,92	1,34
4,12	4,78	7,66	4,52	4,74	4,34	4,16	94,21	1,24
4,08	4,8	7,91	4,53	4,74	4,3	4,26	95,46	1,34
4,09	4,81	7,72	4,53	4,7	4,31	4,21	95,75	1,24
4,07	4,8	7,65	4,51	4,72	4,28	4,25	95,26	1,22
4,1	4,8	7,49	4,46	4,71	4,29	4,2	95,46	1,17
4,18	4,81	7,69	4,53	4,74	4,28	4,19	94,58	1,3
4,3	4,8	7,74	4,49	4,72	4,31	4,22	92,06	1,27
4,11	4,8	7,82	4,52	4,68	4,32	4,21	94,14	1,21
4,3	4,86	7,84	4,52	4,75	4,31	4,21	94,65	1,34
4,21	4,91	7,84	4,51	4,71	4,27	4,21	91,94	1,37
4,18	4,92	7,74	4,5	4,65	4,29	4,22	99,26	1,33
1,18	2,19	3,51	1,98	2,24	1,68	1,52	88,35	1,32
1,17	2	3,03	1,52	1,79	0,66	0,44	90,48	1,25
4,21	4,9	7,77	4,5	4,67	4,31	4,18	96,77	1,21
4,18	4,9	7,8	4,5	4,68	4,51	4,19	96,48	1,22
4,22	4,89	7,89	4,5	4,66	4,31	4,22	96,11	1,19
4,17	4,88	7,78	4,5	4,67	4,26	4,15	96,48	1,23
4,21	4,9	7,79	4,47	4,69	4,3	4,2	96,33	1,23
4,27	4,89	7,81	4,49	4,67	4,31	4,2	98,9	1,27
4,22	4,89	7,77	4,52	4,55	4,28	4,18	98,04	1,22
4,21	4,78	7,95	4,5	4,67	4,26	4,17	98,97	1,21
4,23	4,91	7,77	4,51	4,6	4,3	4,21	100,88	1,22
4,18	4,91	7,73	4,48	4,64	4,31	4,17	99,04	1,23

Tabela II.4: Dados de processo parte IV.

$T_{\text{vap.sat flash 5}}$	$T_{\text{cond,flash2}}$	$T_{\text{cond,final}}$
92,75	149,89	95,97
93,92	150,26	92,31
95,24	149,52	90,74
90,18	128,21	91,23
91,79	127,62	86,76
92,82	150,99	98,21
90,48	149,5	91,67
93,62	149,96	93,82
91,65	149,67	93,28
86,67	149,52	90,26
92,16	149,52	98,26
93,04	149,52	97,68
93,64	149,15	98,56
92,15	149,59	96,11
93,62	149,23	103,86
94,58	149,3	104,69
94,5	149,08	107,45
94,21	149,45	101,08
95,72	149,96	95,72
94,65	151,42	98,17
94,65	151,29	96,95
94,72	151,43	97,92
93,62	152,39	99,92
92,09	151,8	98,29
93,48	151,43	96,51
93,99	151,43	95,72
91,57	151,65	94,12
95,24	151,29	95,31
88,13	120,22	93,94
90,26	120,8	86,1
96,33	151,07	97,62
95,78	150,99	97,53
95,75	150,99	96,46
96,04	150,9	96,21
96,41	150,77	99,97
98,24	150,52	102,81
98,53	150,8	100,52
98,61	151,14	101,39
100,32	151,29	101,83
98,68	150,99	100,22

Anexo III – Determinação da temperatura do ar de exaustão

A estimativa da temperatura do ar de exaustão foi possível através da medição das temperaturas nas paredes interiores do teto da campânula com um termómetro infravermelho, podendo-se observar na Tabela III.1 os valores obtidos. O valor assumido nas simulações resultou da média das várias temperaturas registadas. Na Figura III.1 pode-se constatar as medições dos termómetros implementados ao longo da altura da secaria. Uma vez que as temperaturas no interior da secaria se mantiveram aproximadamente constantes ao longo do tempo em que foram recolhidas as amostras, pressupôs-se que o valor médio estimado na Tabela III.1 fosse também constante.

Tabela III.1: Temperaturas registadas no teto da campânula ao longo da secaria.

$T_{\text{teto}}/^{\circ}\text{C}$	
98,3	
116,5	
79,8	
95,2	
86,7	
109,4	
83,0	
108,5	
88,5	
114,5	
77,6	
100,8	
85,3	
98,2	
85,4	
115,6	
70,5	
80,5	
91,1	
79,3	
94,6	
92,5	
79,6	
93,6	
80,5	
74,9	
86,3	
76,5	
71,0	
72,3	
82,5	
Média	89,3

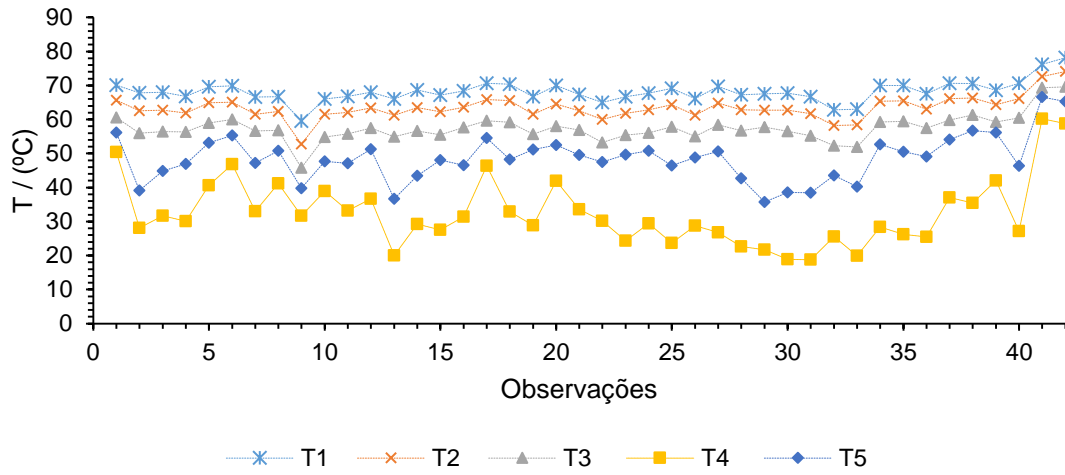


Figura III.1: Temperaturas registadas ao longo da altura da máquina de papel. As variáveis T₁ a T₅ correspondem as temperaturas registadas nos sensores localizados ao longo da parede da capota.

Anexo IV – Estimativas para a humidade inicial do papel

A determinação do valor da humidade inicial deu-se através das equações IV.1 a IV.8. Os resultados obtidos para os dados coletados podem ser observados na Tabela IV.1. Devido ao risco de provocar uma quebra na máquina de papel, a recolha de amostras para analisar a humidade do papel à entrada da secaria é muito reduzida. Por esse motivo apenas uma amostra foi coletada durante o período de estágio, tendo-se obtido um valor de humidade de 49,4%. Na Tabela IV.1 a negrito encontra-se a humidade estimada para o dia em que foi coletada a amostra, tendo o valor estimado com um erro relativo de 1%.

$$Q_T = CEV_{real} \cdot u \cdot G \cdot l_e \cdot (H_{vap,sat}|T_{vap,sat}| - (\epsilon \cdot H_{cond}|T_{cond,med}| + \omega \cdot H_{vap,sat}|T_{vap,sat,med}|)) \quad (IV.1)$$

$$Q_T = Q_{aq,P} + Q_{aq,W_{res}} + Q_{aq,W_{evap,1}} + Q_{vap,W_{evap}} + Q_{aq,W_{evap,2}} + Q_{aq,Ar_{ins}} + Q_{aq,Ar_{fg}} + Q_{dissipado} \quad (IV.2)$$

$$CEV_{real} \cdot u \cdot G \cdot l_e \cdot (H_{vap,sat}|T_{vap,sat}| - (\epsilon \cdot H_{cond}|T_{cond,med}| + \omega \cdot H_{vap,sat}|T_{vap,sat,med}|)) - (Q_{aq,P} + Q_{aq,W_{res}} + Q_{aq,Ar_{ins}} + Q_{dissipado}) = Q_{aq,W_{evap,1}} + Q_{vap,W_{evap}} + Q_{aq,W_{evap,2}} + Q_{aq,Ar_{fg}} = S_1 \quad (IV.3)$$

$$S_1 = \dot{m}_p \cdot (X_{p,e} - X_{p,s}) \cdot (C_{p,w} \cdot (T_{vap} - T_e) + \Delta_l^g H_{vap,W_{evap}}|T_{vap}| + C_{p,wvap} \cdot (T_{arex} - T_{vap})) + (\dot{m}_{ar,ex} - (\dot{m}_{ar,ins} + \dot{m}_p \cdot (X_{p,e} - X_{p,s}))) \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{amb}) \quad (IV.4)$$

$$S_1 + \dot{m}_p \cdot X_{p,s} \cdot (C_{p,w} \cdot (T_{vap} - T_e) + \Delta_l^g H_{vap,W_{evap}}|T_{vap}| + C_{p,wvap} \cdot (T_{arex} - T_{vap})) - (\dot{m}_{ar,ex} - \dot{m}_{ar,ins}) \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{arfuga}) + \dot{m}_p \cdot X_{p,s} \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{arfuga}) = \dot{m}_p \cdot X_{p,e} \cdot (C_{p,w} \cdot (T_{vap} - T_e) + \Delta_l^g H_{vap,W_{evap}}|T_{vap}| + C_{p,wvap} \cdot (T_{arex} - T_{vap})) + \dot{m}_p \cdot X_{p,e} \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{arfuga}) = S_2 \quad (IV.5)$$

$$S_2 = X_{p,e} \cdot (\dot{m}_p \cdot (C_{p,w} \cdot (T_{vap} - T_e) + \Delta_l^g H_{vap,W_{evap}}|T_{vap}| + C_{p,wvap} \cdot (T_{arex} - T_{vap})) + \dot{m}_p \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{arfuga})) \quad (IV.6)$$

$$\frac{S_2}{\dot{m}_p \cdot (C_{p,w} \cdot (T_{vap} - T_e) + \Delta_l^g H_{vap,W_{evap}}|T_{vap}| + C_{p,wvap} \cdot (T_{arex} - T_{vap})) + \dot{m}_p \cdot C_{p,arfuga} \cdot (T_{arex} - T_{arfuga})} = X_{p,e} \quad (IV.7)$$

$$x_{p,e} = \frac{X_{p,e}}{1 + X_{p,e}} \quad (IV.8)$$

Tabela IV.1: Estimativas para a humidade inicial em base húmida do papel para os dados coletados.

G / (g/m ²)	x _{p,e} / (%)
474,81	47,1
474	46,9
179,5	50,8
178,9	50,3
355,4	47,5
487,6	48,1
479,1	46,1
445,4	46,7
480,6	45,9
450,1	46,2
449,3	46,1
390,7	46,5
321,5	47,8
318,1	45,8
277,8	49,0
251,8	49,8
241,6	47,5
454,4	47,7
455,8	46,7
452,5	46,2
450,7	45,7
358,7	47,8
354,8	47,7
449,8	45,7
480	48,9
473,6	48,9
484	48,2
180,2	47,7
177,7	46,6
474,9	46,2
453,6	46,9
477,6	45,9
475,3	46,7
478,4	46,8
395,7	48,6
319,2	47,5
445,4	47,2
481,1	49,6
481,3	49,1
Média	47,4

Anexo V – Determinação do modelo de secagem

A equação de conservação da energia ao papel, que permite estimar a temperatura do papel ao longo da secaria é dada pela função V.1, onde $U_{v,p}$ e $U_{p,ar}$ representam o coeficiente global de transferência de calor entre o vapor e o papel e entre o papel e o ar respetivamente. Estando a distância percorrida pelo papel e o tempo de residência relacionados pela equação V.2, é possível transformar a equação V.1 na equação V.3. Substituindo os termos referentes à entrada e saída de energia pelas equações V.4 e V.5, pode-se então obter a equação diferencial V.6. Desdobrando o diferencial presente na equação V.6, obtém-se a equação V.7. Substituído a equação V.8 na equação V.7 é possível obter a equação V.9.

$$\frac{d(m_p(1 + X_p) \cdot H_p)}{dt} = U_{v,p} \cdot u \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot u \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) - N \cdot u \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) \quad (V.1)$$

$$u = \frac{dL}{dt} \quad (V.2)$$

$$\frac{d(m_p(1 + X_p) \cdot H_p)}{dL} = U_{v,p} \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) - N \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) \quad (V.3)$$

$$Q_e = U_{v,p} \cdot l_e \cdot (T_v - T_p) + U_{p,ar} \cdot l_e \cdot (T_{arins} - T_p) \quad (V.4)$$

$$Q_s = N \cdot (\Delta_l^g H_{vap,wevap} + \Delta H_s) \quad (V.5)$$

$$\frac{d(m_p(1 + X_p) \cdot H_p)}{dL} = Q_e - Q_s \quad (V.6)$$

$$(1 + X_p) \cdot \frac{dH_p}{dL} + H_p \cdot \frac{dX_p}{dL} = \frac{1}{m_p} (Q_e - Q_s) \quad (V.7)$$

$$\frac{dX_p}{dL} = -\frac{N}{m_p} \quad (V.8)$$

$$(1 + X_p) \cdot \frac{dH_p}{dL} = \frac{1}{m_p} \cdot (N \cdot H_p + Q_e - Q_s) \quad (V.9)$$

A variação da entalpia ao longo da secaria depende dos perfis de temperatura e humidade, como é possível observar na equação V.10. Por sua vez, a variação da entalpia

do papel com a humidade depende da entalpia da fibra e da água, como pode-se observar na equação V.12.

$$\frac{dH_p}{dL} = \frac{dH_p}{dT_p} \cdot \frac{dT_p}{dL} + \frac{dH_p}{dX_p} \cdot \frac{dX_p}{dL} \quad (\text{V.10})$$

$$\frac{dH_p}{dT_p} = C_{p,papel} \rightarrow dH_p = C_{p,papel} \cdot dT_p \quad (\text{V.11})$$

$$\frac{dH_p}{dX_p} = \frac{H_{fibra}}{(1 + X_p)^2} + \frac{H_W|_{T_p}}{(1 + X_p)^2} + \frac{X_p}{1 + X_p} \cdot \frac{dH_W|_{T_p}}{dX_p} \quad (\text{V.12})$$

A entalpia da água em função da temperatura do papel é determinada com um balanço energético ao ar, como exemplificado na equação V.13, onde a energia necessária para evaporar a água é dada pelo somatório da entalpia de vaporização e a entalpia de dessorção, como ilustrado na equação V.14. Desta última equação é então possível determinar a variação da entalpia da água com a humidade do papel, ilustrada na equação V.15. Como a entalpia do ar e a entalpia de vaporização da água são independentes da humidade no papel, assume-se os pressupostos presentes nas equações V.16 e V.17, obtendo-se então a equação V.18.

$$H_W|_{T_p} = H_W|_{T_{arins}} - \Delta H \quad (\text{V.13})$$

$$\Delta H = H_{vap} + H_s \quad (\text{V.14})$$

$$\frac{dH_W|_{T_p}}{dX_p} = \frac{dH_W|_{T_{arins}}}{dX_p} - \frac{d(\Delta H)}{dX_p} \quad (\text{V.15})$$

$$\frac{dH_W|_{T_{arins}}}{dX_p} = 0 \quad (\text{V.16})$$

$$\frac{dH_{vap}}{dX_p} = 0 \quad (\text{V.17})$$

$$\frac{dH_W|_{T_p}}{dX_p} = - \frac{d(\Delta H)}{dX_p} = - \frac{d(H_{vap} + H_s)}{dX_p} = - \frac{d(H_s)}{dX_p} \quad (\text{V.18})$$

Combinando as equações V.9 e V.18 obtêm-se a equação V.19, em que a entalpia da água é estimada pela equação V.20. Igualando o termo do lado direito da equação V.9 com o termo do lado direito da equação V.19 é possível obter a equação V.21. Estando a entalpia do papel seco (fibra) relacionada com a entalpia do papel húmido pela equação V.22, pode-se então obter a equação V.23.

$$\frac{dH_p}{dX_p} = C_{p,papel} \cdot \frac{dT_p}{dL} - \frac{N}{m_p} \cdot \left(-\frac{H_{fibra}}{(1+X_p)^2} + \frac{H_W|T_p|}{(1+X_p)^2} - \frac{X_p}{1+X_p} \cdot \frac{dH_s}{dX_p} \right) \quad (V.19)$$

$$H_W|T_p| = C_{p,w} \cdot T_p \quad (V.20)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{m_p} \cdot (N \cdot H_p + Q_e - Q_s) \\ &= (1+X_p) \cdot C_{p,papel} \cdot \frac{dT_p}{dL} \\ &+ \frac{N}{m_p} \cdot \left(\frac{H_{fibra}}{(1+X_p)^2} - \frac{H_W|T_p|}{(1+X_p)^2} + \frac{X_p}{1+X_p} \cdot \frac{dH_s}{dX_p} \right) \end{aligned} \quad (V.21)$$

$$H_p \cdot (1+X_p) = H_{fibra} + H_W|T_p| \cdot X_p \quad (V.22)$$

$$\frac{dT_p}{dL} = \frac{1}{m_p \cdot (1+X_p) \cdot C_{p,papel}} \cdot \left(N \cdot C_{p,w} \cdot T_p - N \cdot X_p \cdot \frac{dH_s}{dX_p} + Q_e - Q_s \right) \quad (V.23)$$

Anexo VI – Análise à taxa de evaporação específica

Com o objetivo de analisar a taxa de evaporação específica, foram comparados os valores estimados com os dados presentes na Figura VII.1. Em relação ao valores observados para *linerboards*, é possível constatar que a gama da ES para o caso de estudo se encontra dentro dos valores esperados. Os valores de ES menores que $15\text{kg/m}^2\text{h}$ devem-se essencialmente ao baixo teor de humidade que o papel contém no momento em que dá entrada na secção de secagem da máquina.

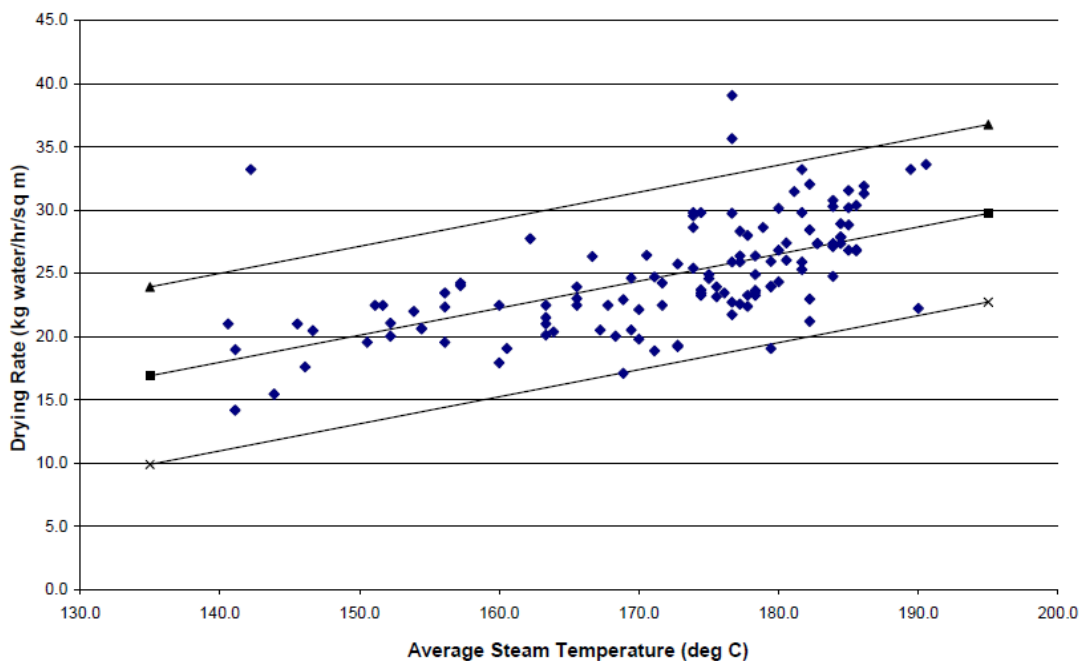


Figura VI.1: Taxa de evaporação específica para *linerboards* (Tappi, 2010).

Quanto a taxa de evaporação estimada na Figura VI.2, nota-se a ES em função das várias gramagens produzidas. Já nas Figuras VI.3 e VI.4 é possível observar a taxa de evaporação específica em função da velocidade e da produção de papel. Uma análise a estas três Figuras permite concluir que a diminuição da ES com a gramagem deve-se essencialmente à menor produção de papel pois, para gramagens elevadas devido ao número de secadores existentes, verifica-se uma redução na velocidade de produção. Em relação às gramagens de 180 g/m^2 , em virtude do risco de ocorrer uma quebra de papel durante a secagem, utiliza-se uma velocidade que, apesar de elevada, não permite uma produção similar as das gramagens superiores. Consequentemente, a ES é menor.

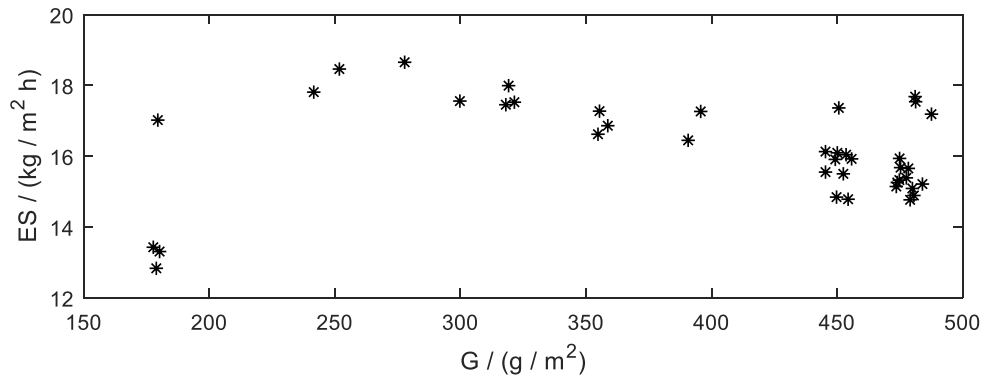


Figura VI.2: Taxa de evaporação específica em função das gramagens produzidas.

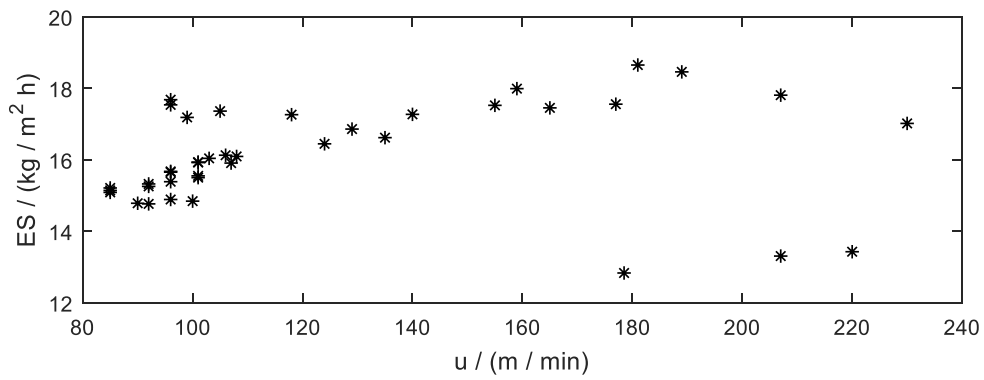


Figura VI.3: Taxa de evaporação e função da velocidade da máquina.

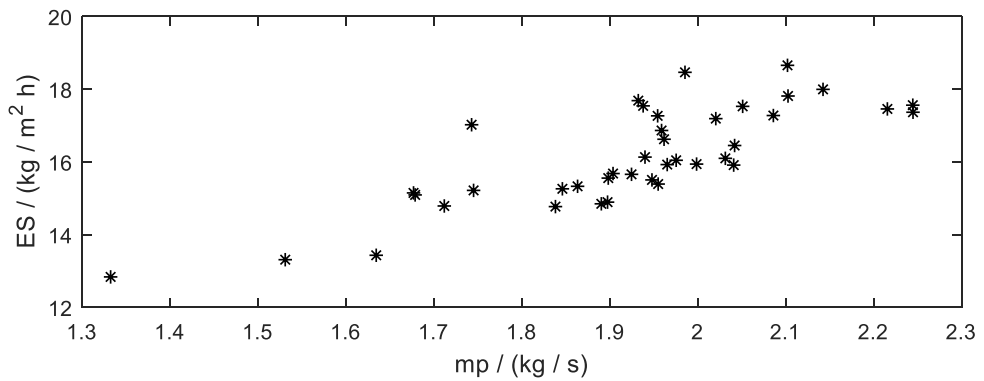


Figura VI.4: Taxa de evaporação específica em função da produção de papel.

Anexo VII – Variáveis mais importantes para melhorar a eficiência da secagem do papel

Os resultados obtidos pelas simulações do modelo dinâmico e pelos indicadores de desempenho possibilitaram a identificação das melhores variáveis que permitissem a otimização da operação de secagem do papel. A validação das opções consideradas levou em conta os resultados experimentais obtidos por Reardon (1994).

Como é possível observar nas Figuras VII.1 a VII.5, o aumento da produção e a minimização do consumo específico de vapor podem ser conseguidos através da redução da humidade do papel, aumento da temperatura do papel e aumento da temperatura nas bolsas de secagem. Relativamente à humidade do ar, como pode-se verificar na Figura VII.4, apesar de uma operação com ar mais húmido levar à diminuição do consumo específico, notar-se-á uma diminuição da velocidade da máquina. Já o aumento da temperatura dos secadores vai-se traduzir num aumento do CEV e na produção.

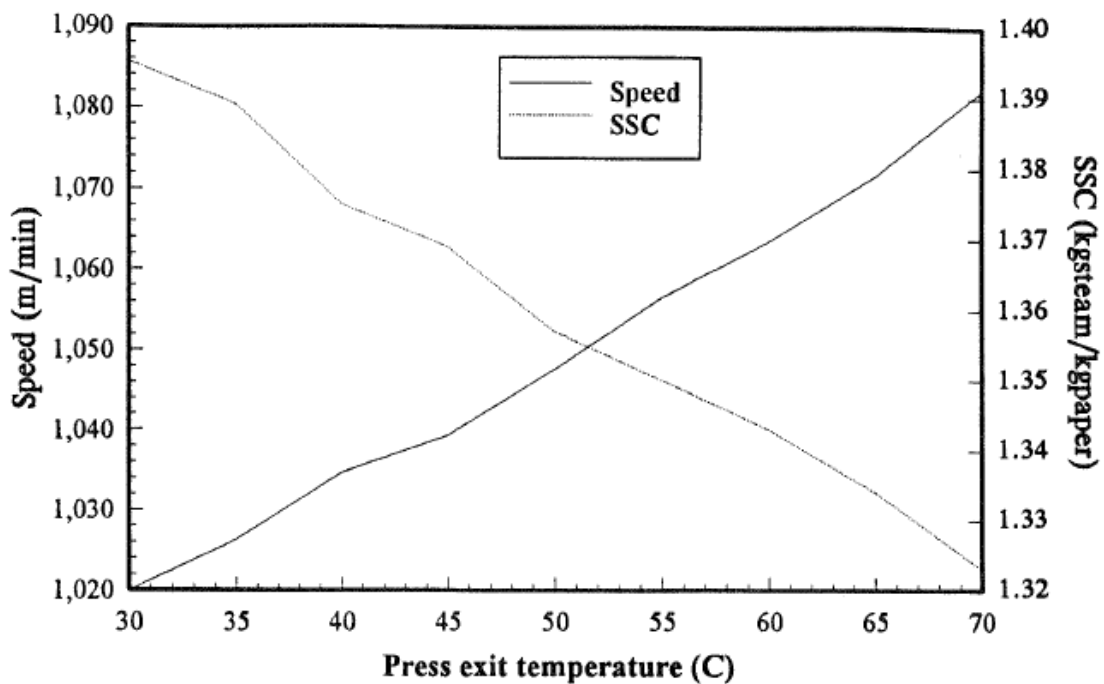


Figura VII.1: Influência da temperatura de entrada do papel na secaria na velocidade da máquina e no consumo específico de vapor (Reardon, 1994).

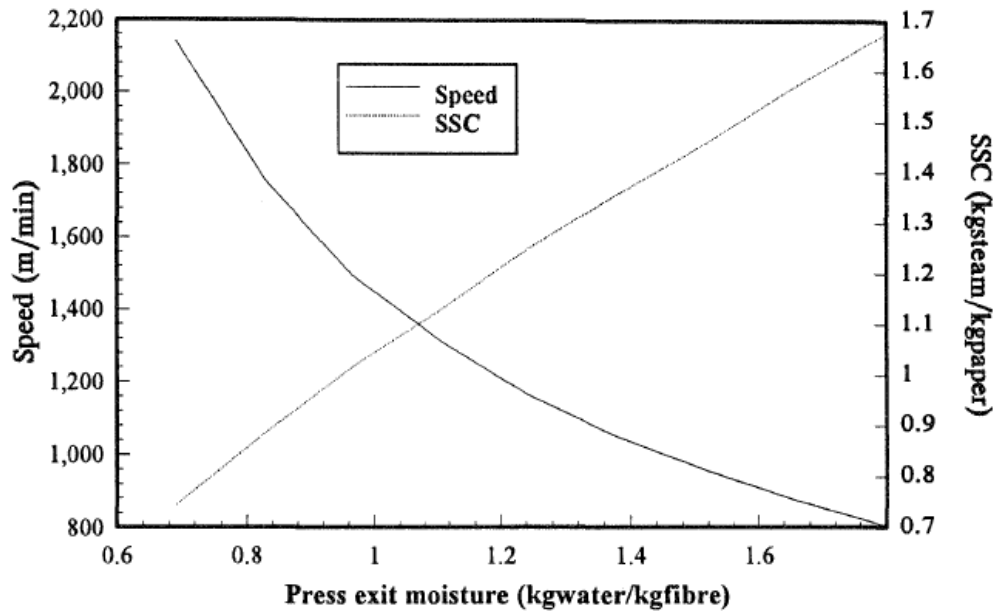


Figura VII.2: Influência da humidade de entrada do papel na velocidade da máquina e no consumo específico de vapor (Reardon, 1994).

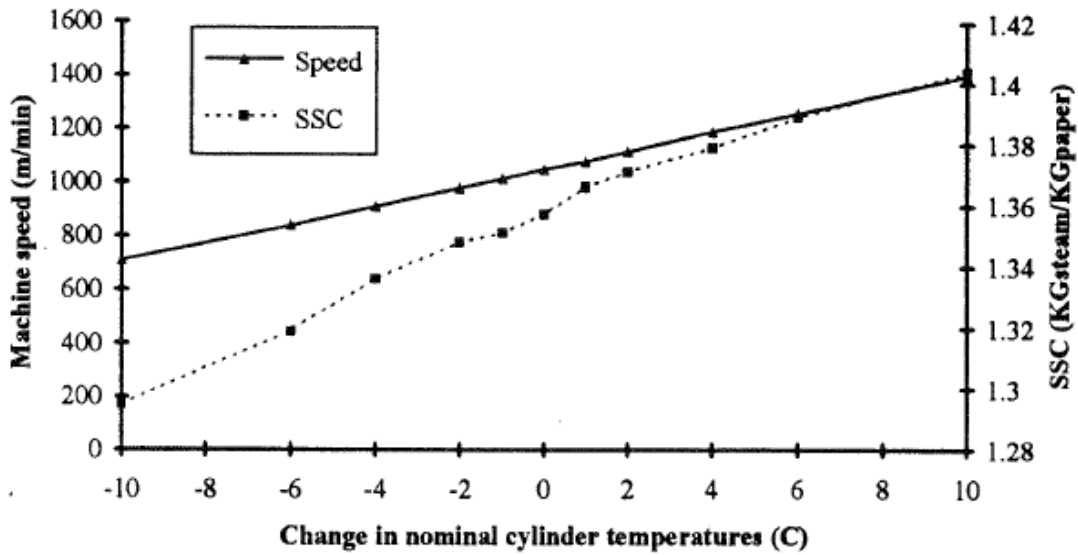


Figura VII.3: Influência da alteração da temperatura dos cilindros de secagem na velocidade da máquina e no consumo específico de vapor (Reardon, 1994).

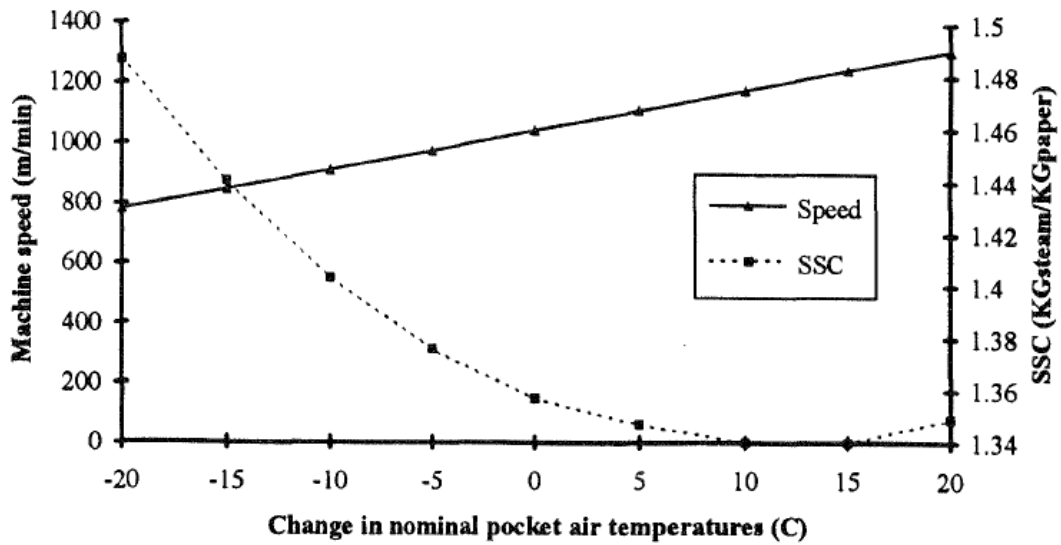


Figura VII.4: Influência da alteração da temperatura nas bolsas de secagem na velocidade da máquina e no consumo específico de vapor (Reardon, 1994).

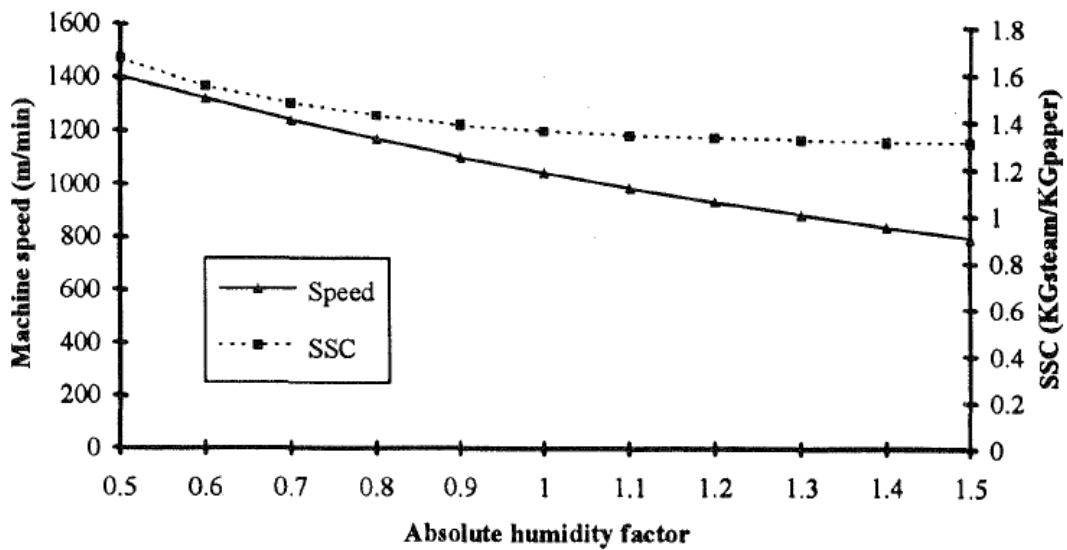


Figura VII.5: Influência da humidade absoluta nas bolsas de secagem na velocidade da máquina e no consumo específico de vapor (Reardon, 1994).

Anexo VIII – Ajustes do coeficiente de transferência de massa, calor e FRF ao modelo de secagem do papel

Os resultados obtidos pelo modelo dinâmico sobrestimaram a temperatura do papel durante a operação de secagem. Esta sobrestimava deveu-se em grande parte ao coeficiente de transferência de calor utilizado. Com base nos resultados de Reardon (1994) para o coeficiente de transferência de massa em função da permeabilidade do feltro (Figura VIII.1) e em função da velocidade do ar (Figura VIII.2), foram efetuadas simulações no modelo dinâmico para se obter um melhor ajuste com as temperaturas estimadas. Os coeficientes de transferência de massa e calor assim como os FRF selecionados podem ser observados na Tabela VIII.1, enquanto os resultados das simulações, nas Figuras VIII.3 a VIII.6.

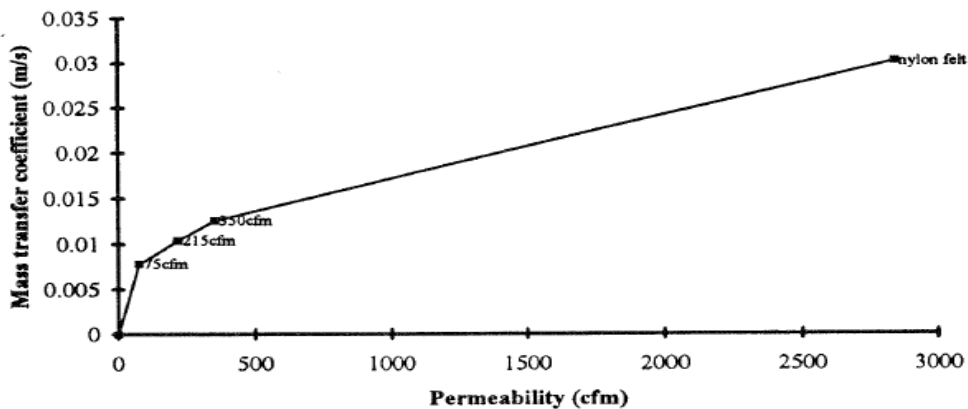


Figura VIII.1: Efeito da permeabilidade do feltro no coeficiente de transferência de massa (Reardon, 1994).

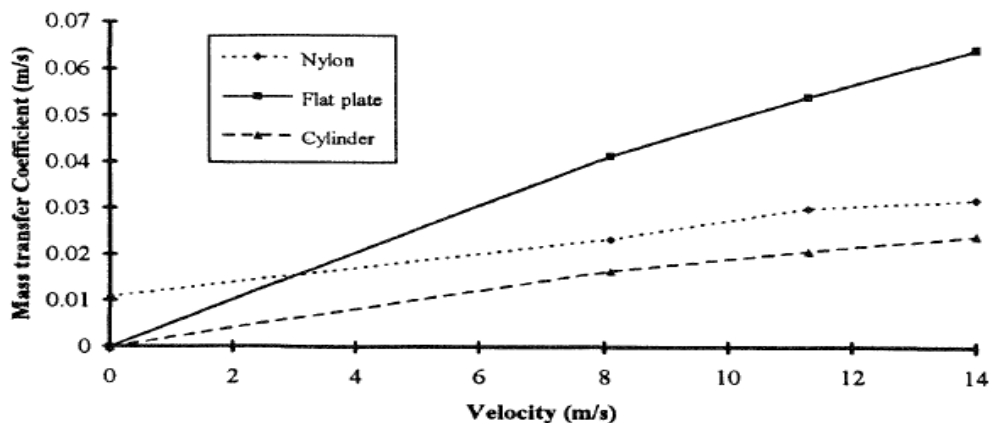


Figura VIII.2: Efeito da velocidade do ar no coeficiente de transferência de calor (Reardon, 1994).

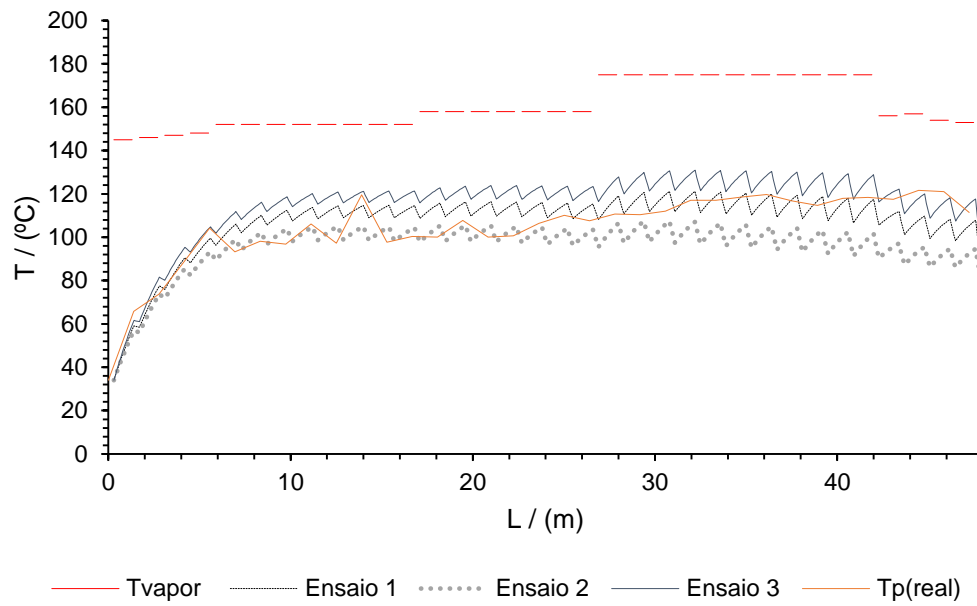


Figura VIII.3: Perfil de temperaturas do papel ao longo da secaria.

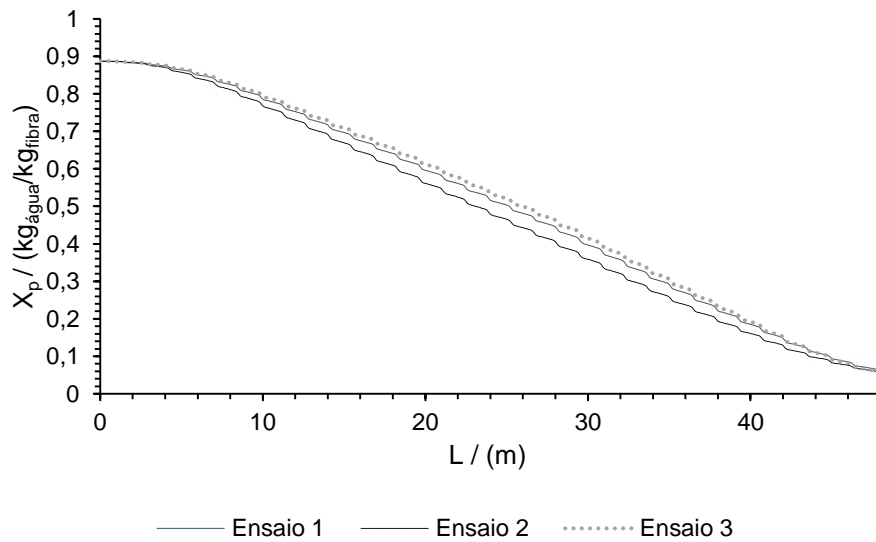


Figura VIII.4: Perfil de humidade no papel ao longo da secaria.

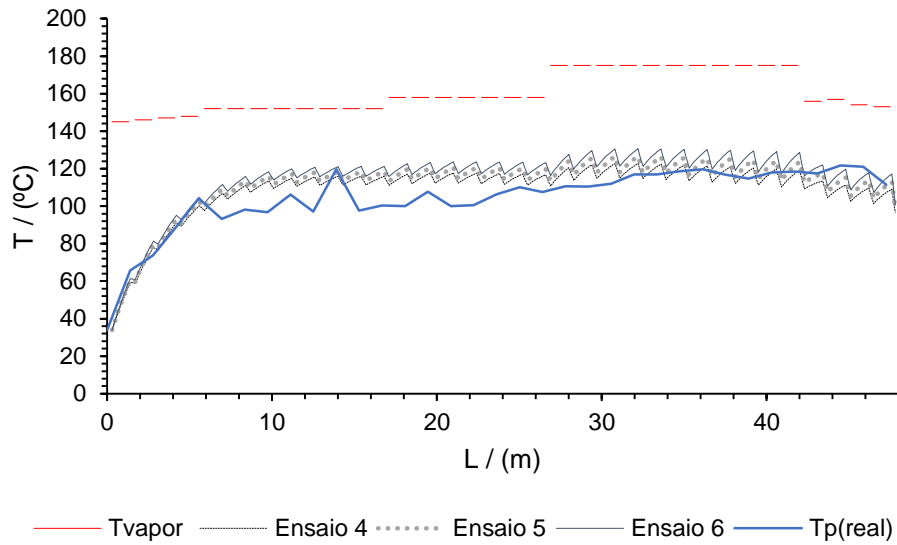


Figura VIII.5: Perfil de temperaturas do papel ao longo da secaria.

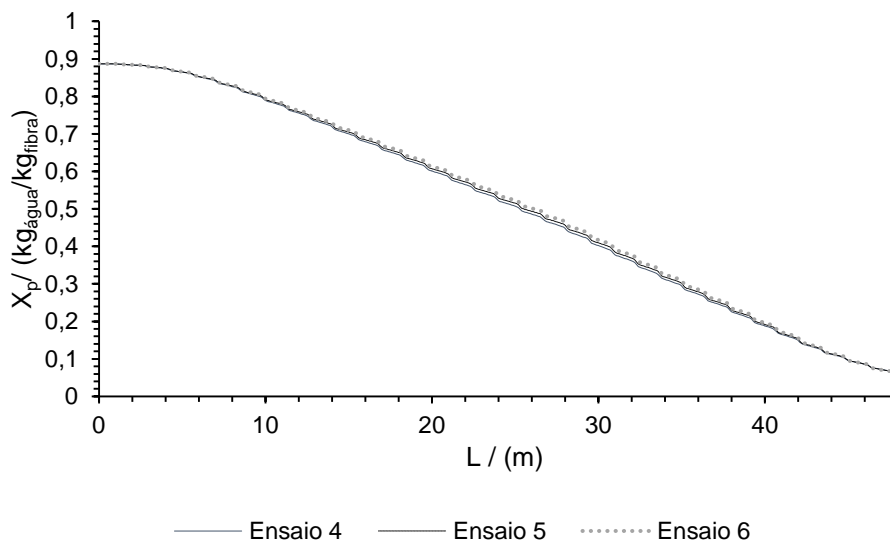


Figura VIII.6: Perfil de humidade no papel ao longo da secaria.

Tabela VIII.1: Coeficientes utilizados nas simulações.

Ensaio	k_f / (m/s)	FRF	U_{vc} / (W/m ² k)	α / (W/m ² k)	β / (W/m ² k)
1	0,02	0,5	2600	400	955
2	0,03	0,5	2600	250	955
3	0,0155	0,5	2600	600	955
4	0,0155	0,3	2600	420	955
5	0,0155	0,4	2600	490	955
6	0,0155	0,5	2600	585	955

Como é possível constatar, o melhor ajuste seria conseguido com a utilização de um k_f de 0,02 m/s. No entanto utilizando a equação devolvida por Reardon para o coeficiente de transferência de massa em função da velocidade do ar (equação VIII.1) e, tendo em consideração que os resultados obtidos por este ajuste são semelhantes aos determinados por outros autores, utilizando a velocidade da máquina de papel, é possível concluir que um k_f de 0,02 m/s implicaria uma velocidade da máquina maior que a utilizada (Reardon, 1994). De facto aplicando a equação VIII.1 para uma velocidade de 1,68m/s (101 m/min) é possível obter um k_f de 0,014 m/s, valor este muito próximo do determinado pela analogia de Chilton-Colburn, havendo por isso indícios de que o coeficiente de transferência massa originalmente determinado não esteja longe da realidade.

$$k_f = 0,00159 \cdot u + 0,011 \quad (\text{VIII.1})$$

Relativamente ao FRF, constata-se que a sua alteração não trará grandes alterações nos perfis de temperaturas e humidades ao longo da secaria. Todavia, sendo 350cfm a 75cfm a gama típica de porosidades para os feltros de secagem, atendendo à Figura VIII.1, conclui-se que o FRF utilizado nas simulações deveria de ser menor a 0,5 (Valmet, 2014). Esta diminuição do FRF implicaria um aumento dos coeficientes de transferência de calor e massa para ajustar o teor de humidade no final da secaria aos valores típicos e o perfil de temperatura às medições efetuadas. Devido a todas estas implicações com o FRF, uma vez que os coeficientes de transferência de massa e calor já estão no limite do aceitável, o efeito da permeabilidade foi menosprezado, tendo-se optado por manter o valor deste coeficiente em 0,5.

É também possível observar através destas simulações que na fase de decaimento da taxa de evaporação a temperatura tende a diminuir, mesmo que, na realidade, nesta fase seria esperado um aumento da temperatura (Tappi, 2012b). Este decréscimo deve-se principalmente à equação utilizada para estimar a energia de dessorção. Como tal, para melhorar o desempenho deste modelo, seria necessário estudar mais aprofundadamente quais as equações disponíveis na literatura que melhor se ajustavam aos resultados mensurados (Ghodbanan *et al.*, 2015b).

Anexo IX – Coeficientes determinados para simular o efeito de má ventilação

Os coeficientes estimados para descrever uma possível má distribuição do ar insuflado nas bolsas de secagem podem ser observados na Tabela IX.1.

Tabela IX.1: Coeficientes estimados para simular o efeito de uma possível má insuflação no interior da campânula.

Bolsa de secagem	δ	Bolsa de secagem	δ
1	0,0009	32	0,07
2	0,0031	33	0,04
3	0,009	34	0,009
4	0,005	Total	1,0001
5	0,012		
6	0,014		
7	0,018		
8	0,0091		
9	0,013		
10	0,009		
11	0,017		
12	0,065		
13	0,02		
14	0,03		
15	0,036		
16	0,053		
17	0,035		
18	0,01		
19	0,035		
20	0,08		
21	0,03		
22	0,05		
23	0,04		
24	0,016		
25	0,05		
26	0,02		
27	0,03		
28	0,06		
29	0,026		
30	0,055		
31	0,03		

Anexo X – Variação da velocidade da máquina de papel com as gramagens produzidas

Na Figura X.1 é possível observar a relação existente entre a velocidade da máquina e a gramagem de papel a ser produzida.

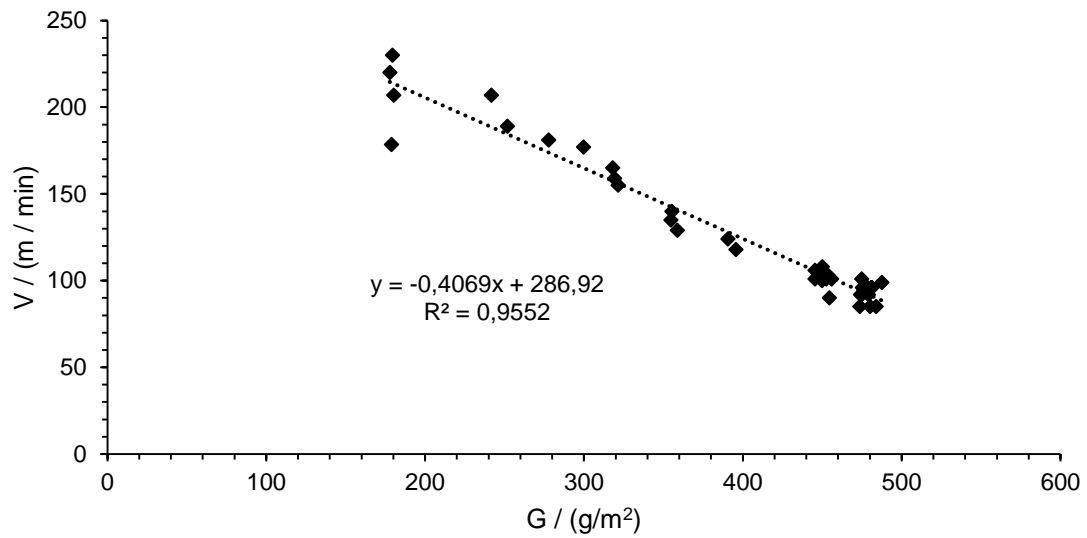


Figura X.1: Variação da velocidade da máquina com a gramagem de papel a ser produzida.

Anexo XI – Resultados das simulações para diferentes condições de ventilação

A primeira simulação onde foi estudada o efeito da ventilação nos indicadores de desempenho da secaria utilizou as condições de operação um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e um HB de 70%. Os resultados obtidos para as simulações podem ser observados nas Figuras XI.1 a XI.5.

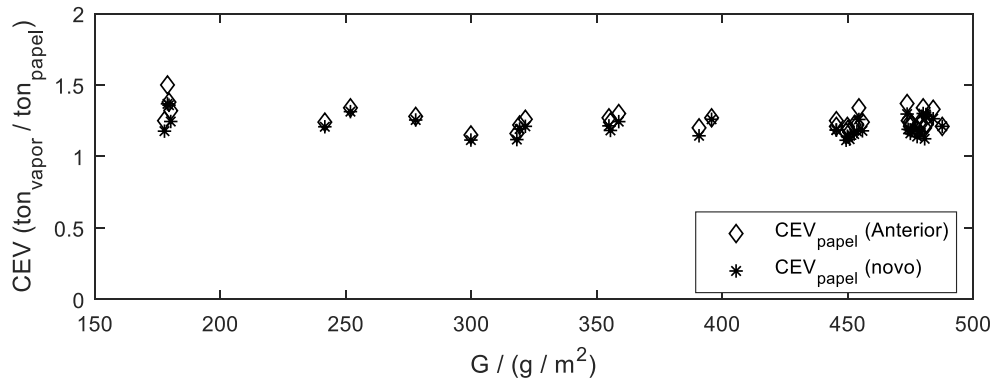


Figura XI.1: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%).

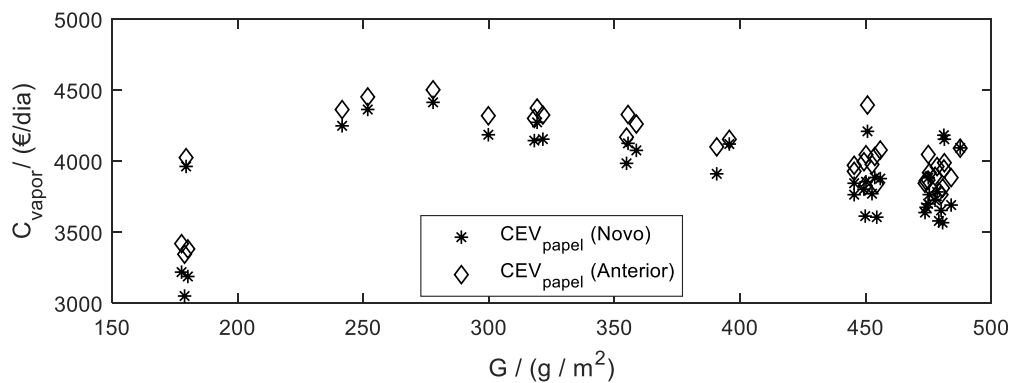


Figura XI.2: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e as sugeridas (CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%).

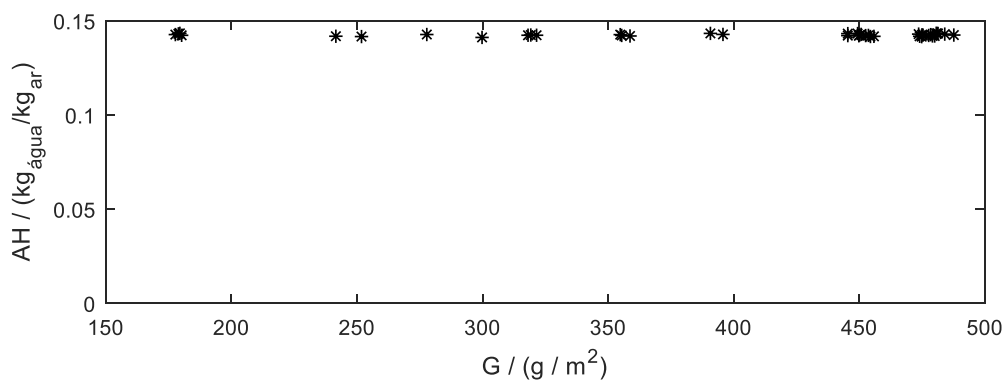


Figura XI.3: Umidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

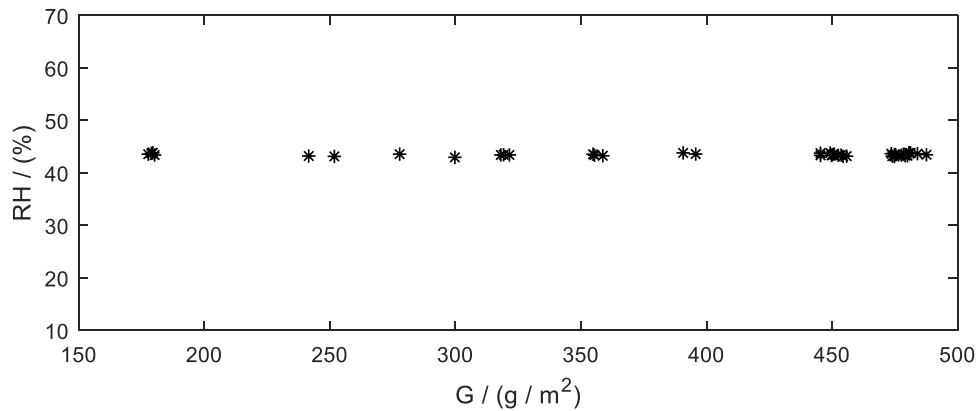


Figura XI.4: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

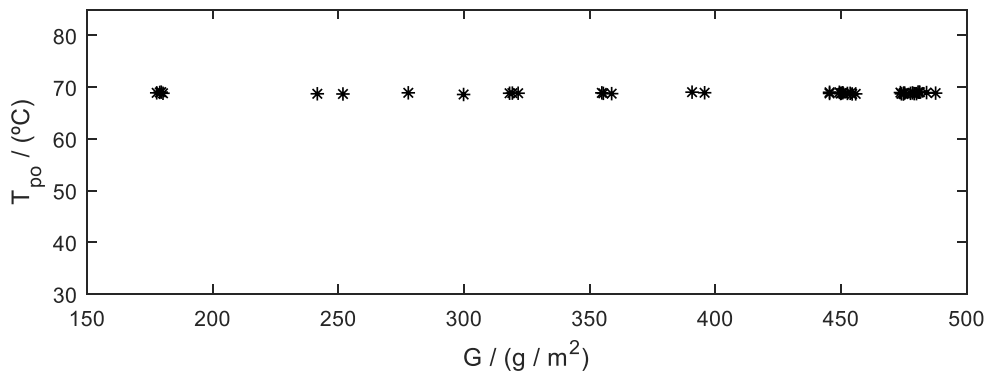


Figura XI.5: Temperatura do ponto de orvalho para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

Os resultados obtidos demonstram uma redução no consumo específico de vapor que se vai traduzir numa poupança média de 146€/dia. Porém, uma análise à humidade no interior da campânula permite concluir a inviabilidade destas condições de operação devido ao aumento da humidade relativa e temperatura do ponto de orvalho para valores médios de 43% e 69°C, respetivamente. Estas condições de humidade, apesar de não condicionarem diretamente a secagem, podem levar à condensação da água evaporada nos locais de entrada e saída do papel por conta da redução de temperatura do ar.

Relativamente à segunda simulação, foram impostas as seguintes condições ao sistema de ventilação: CEA igual a 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB igual a 80%. Assim como no caso anterior, nas Figuras XI.6 e XI.7 verifica-se uma redução no consumo específico de vapor estimando-se uma poupança média de 232€ no custo diário em relação às condições normalmente utilizadas. No entanto, mais uma vez esta poupança é atingida ao custo de

um aumento da humidade do ar de exaustão e consequentemente um aumento da temperatura no ponto de orvalho, como se pode verificar nas Figuras XI.8, XI.9 e XI.10.

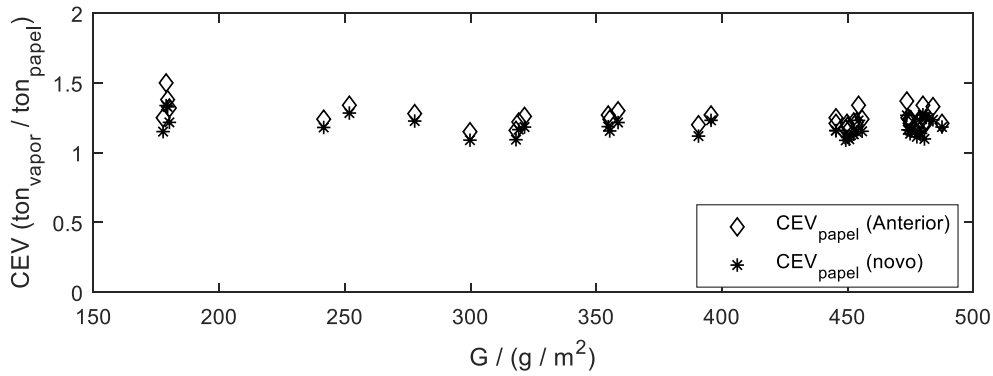


Figura XI.6: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%).

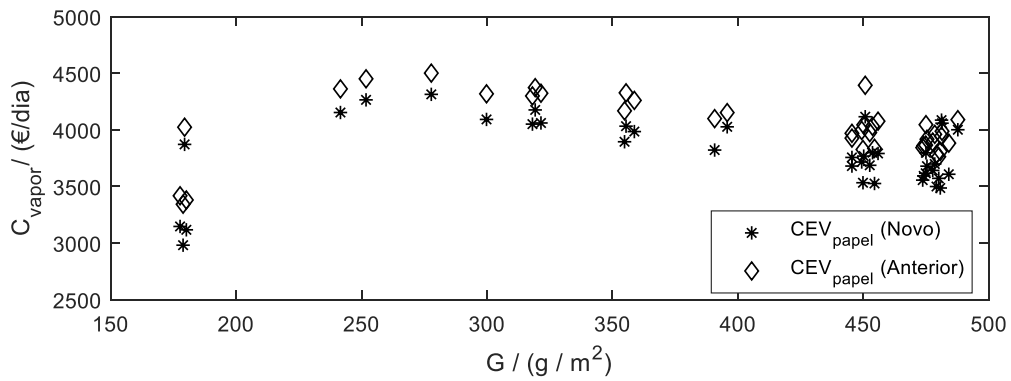


Figura XI.7: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%).

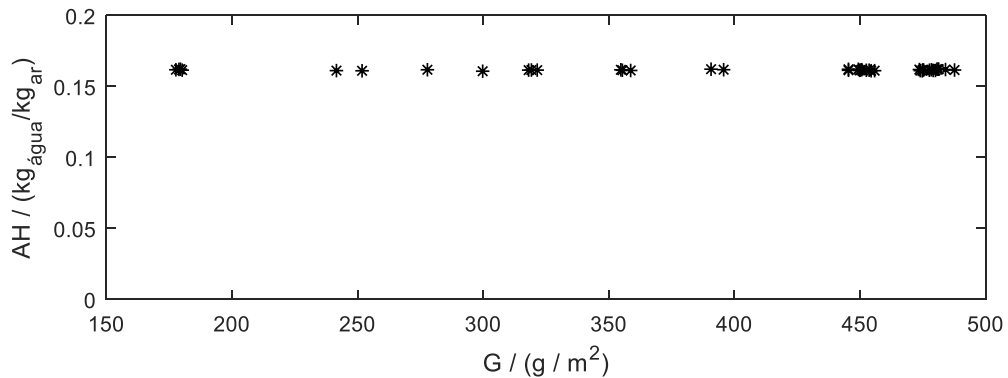


Figura XI.8: Humidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

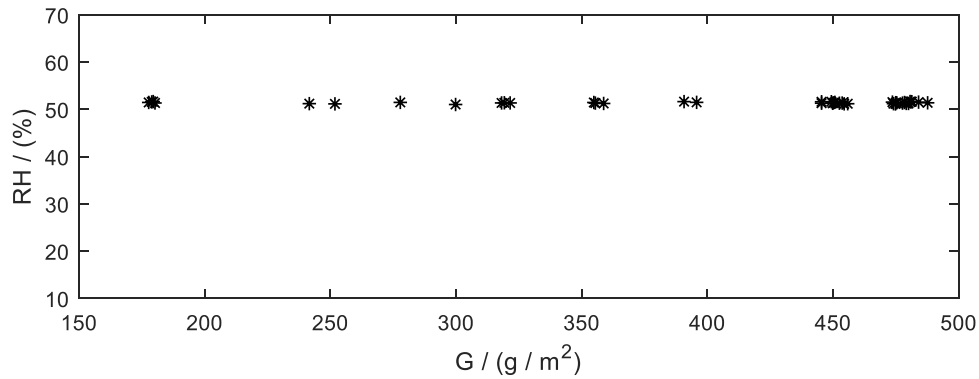


Figura XI.9: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

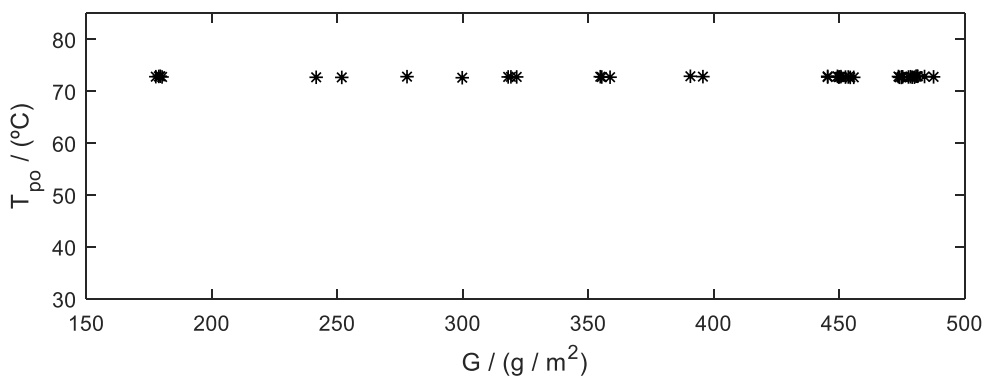


Figura XI.10 Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para um CEA de 5 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

Na terceira simulação foram impostas as seguintes condições ao sistema de ventilação: CEA igual a 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB igual a 70%. Comparativamente às condições de operação normais, como mostra as Figuras XI.11 e XI.12, não é registada uma diminuição significativa no consumo de vapor, tendo-se adquirido nesta simulação uma poupança média de 57 €/dia no custo diário de vapor. Em relação às condições de humidade e à temperatura do ponto de orvalho, através de uma análise às Figuras XI.13, XI.14 e XI.15, é notória uma subida no valor destas variáveis para condições próximas das recomendadas.

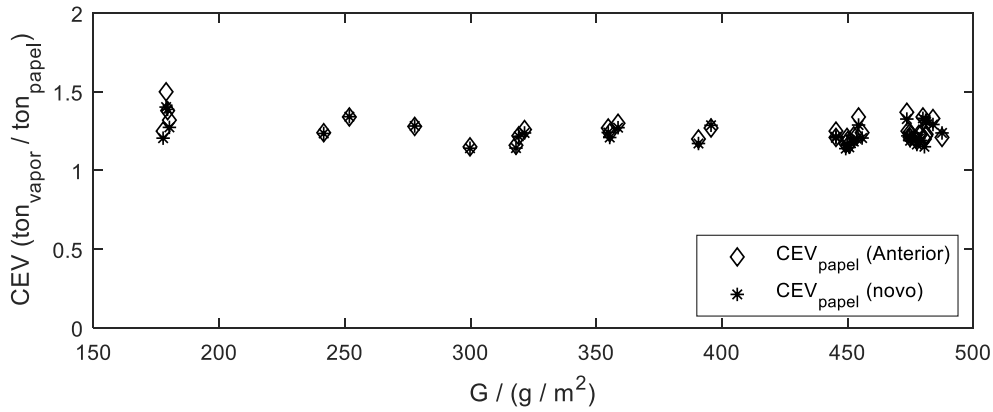


Figura XI.11: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%).

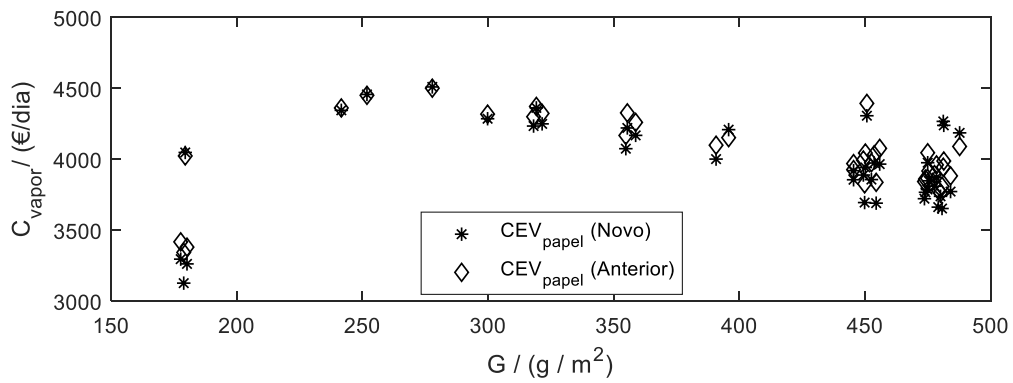


Figura XI.12: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%).

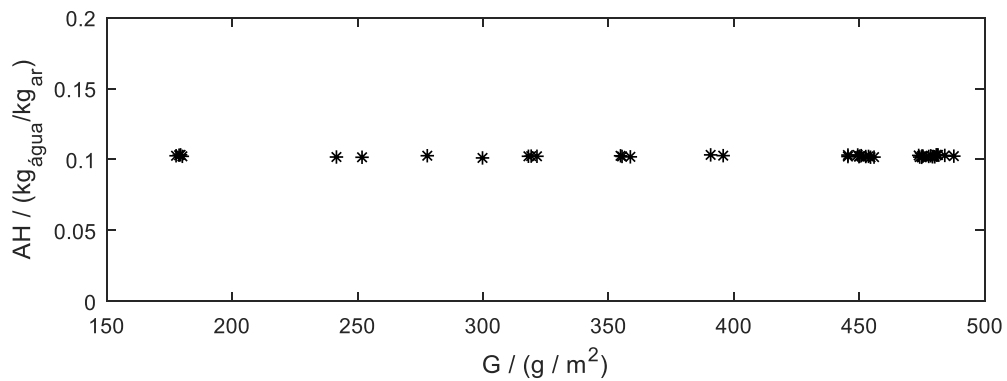


Figura XI.13: Humidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

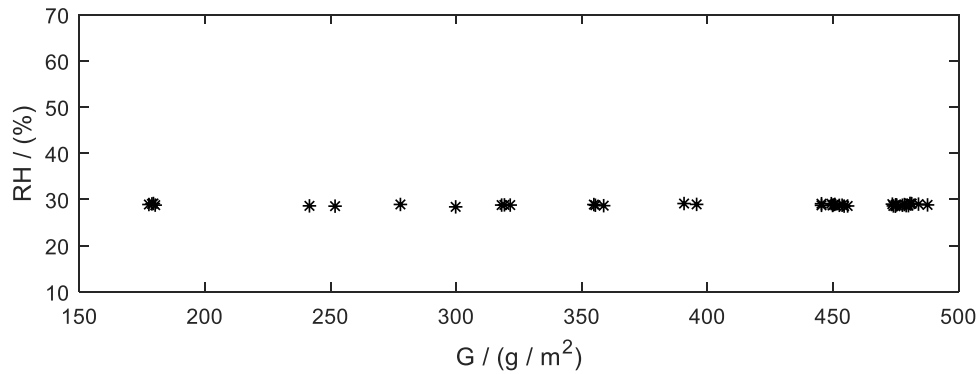


Figura XI.14: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

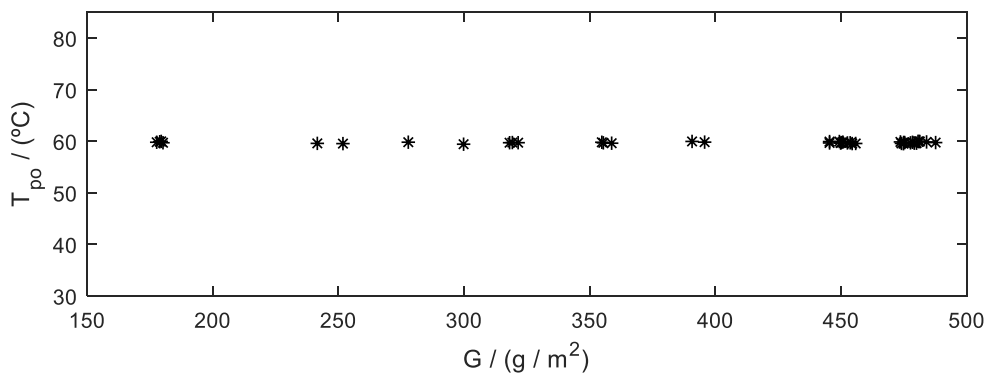


Figura XI.15: Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para um CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

Para a quarta simulação foram impostas as seguintes condições para o sistema de ventilação: CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%. Relativamente ao consumo de vapor, como se pode observar na Figura XI.16, houve uma diminuição comparativamente às condições de operação normais. Com esta redução foi possível atingir uma poupança de 177€/dia, verificada na Figura XI.17. Comparativamente à simulação anterior, como se pode notar nas Figuras XI.18, XI.19 e XI.20, houve um aumento na humidade do ar e temperatura do ponto de orvalho para valores médios de 0,12 kg_{água}/kg_{ar}, 33,5% e 63°C, respetivamente.

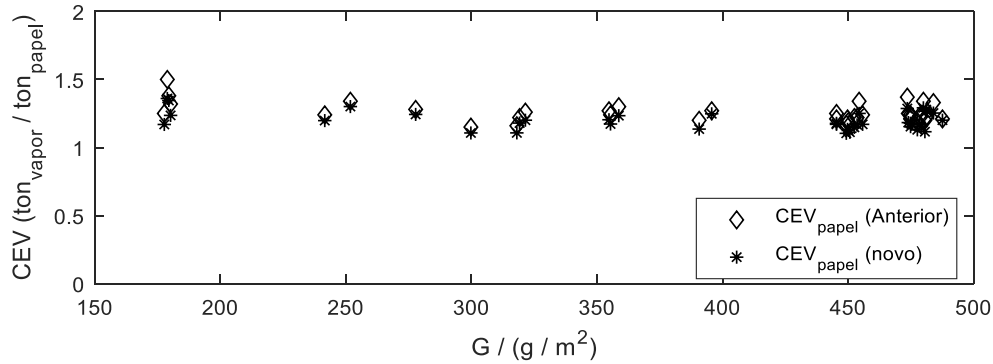


Figura XI.16: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%).

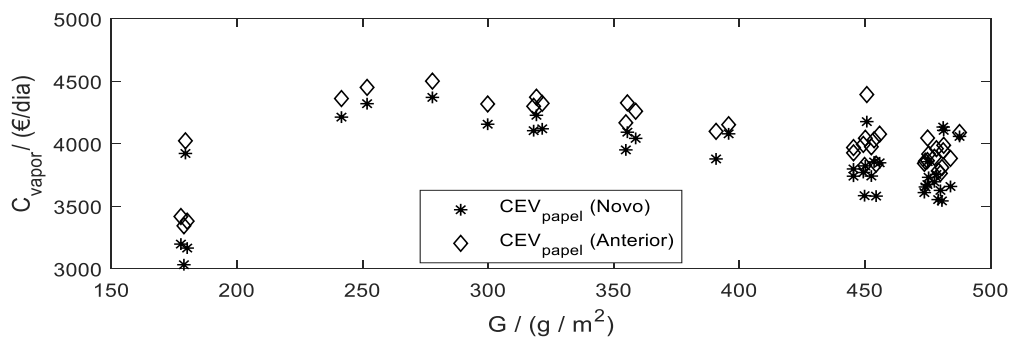


Figura XI.17: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%).

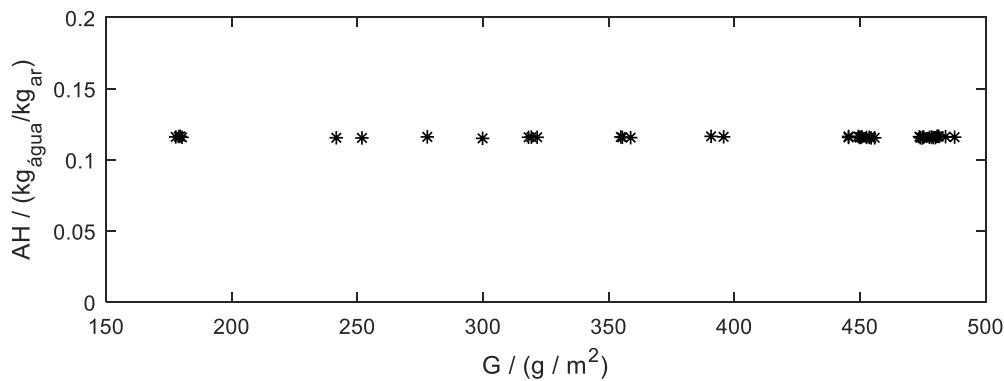


Figura XI.18: Humidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de $7 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%.

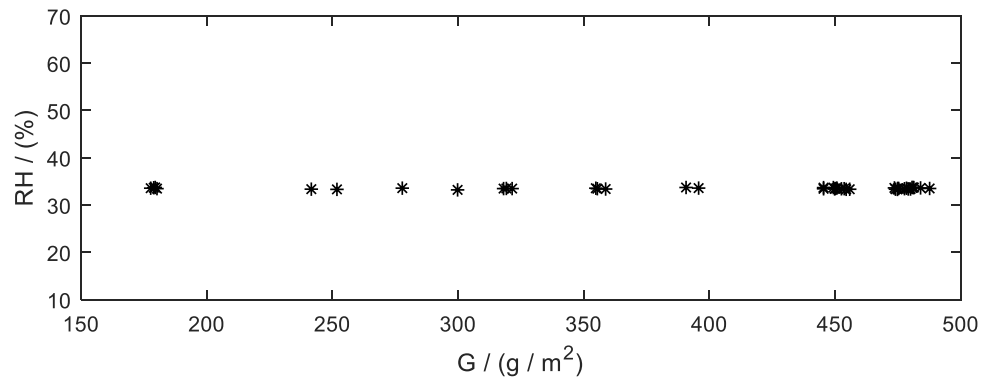


Figura XI.19: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

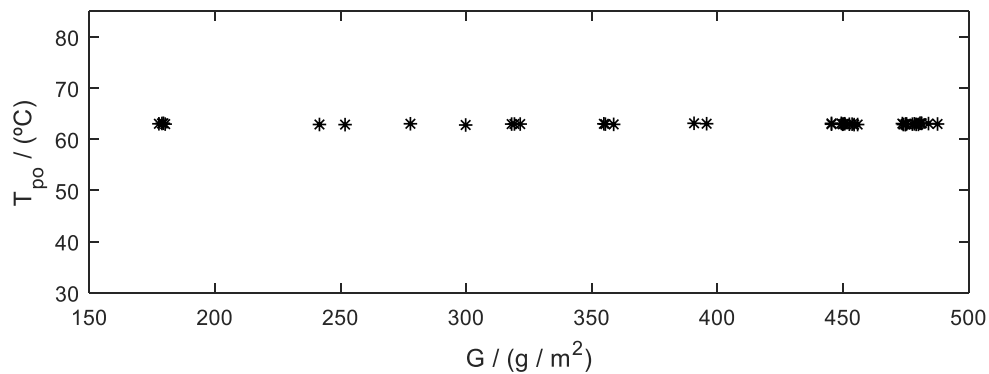


Figura XI.20: Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para um CEA de 7 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

Na quinta simulação foi imposto um CEA de 10kg_{ar}/kg_{água} e um HB de 70%. Além disso, estimou-se um maior consumo de vapor e, conseqüentemente, um prejuízo de 77€/dia no custo diário de vapor, como se pode observar nas Figuras XI.21 e XI.22. Quanto às condições de humidade e temperatura do ponto de orvalho mostradas nas Figuras XI.23, XI.24 e XI.25, houve uma diminuição no valor destas variáveis relativamente às simulações efetuadas anteriormente.

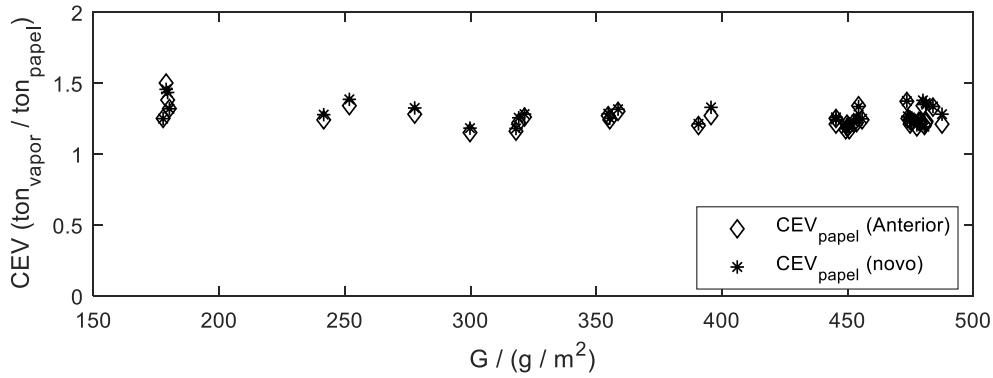


Figura XI.21: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 70%).

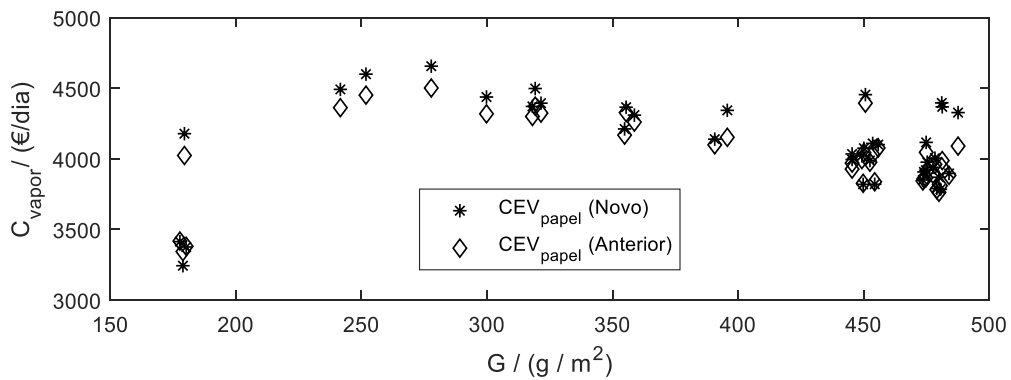


Figura XI.22: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 70%).

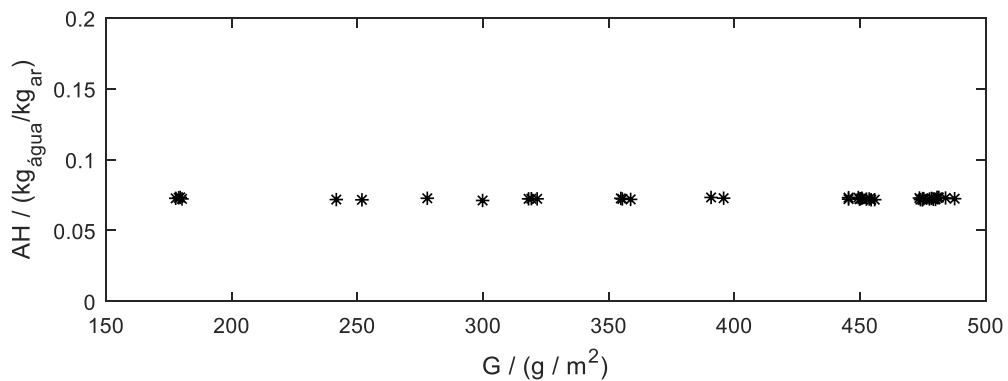


Figura XI.23: Humidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 70%.

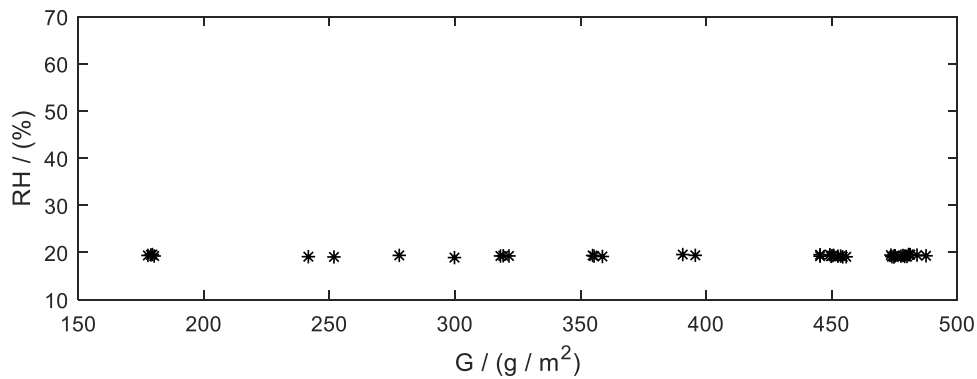


Figura XI.24: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 10 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

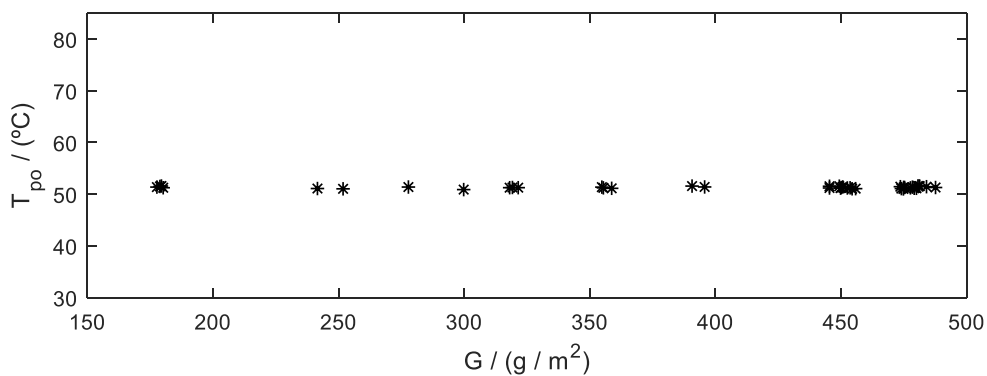


Figura XI.25: Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para um CEA de 10 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 70%.

Finalmente para a sexta simulação foram impostas as seguintes condições de ventilação: CEA igual a 10 kg_{ar}/kg_{água} e HB igual a 80%. Para esta simulação estimou-se uma redução modesta no consumo de vapor comparativamente às condições de operação atuais, como se pode observar na Figura XI.26. A poupança alcançada segundo os resultados presentes na Figura XI.27 toma um valor de 95 €/dia no consumo diário de vapor. Em relação às condições de humidade e temperatura do ponto de orvalho constatadas nas Figuras XI.28, XI.29 e XI.30, os valores médios estimados foram de 0,08kg_{água}/kg_{ar}, 22,1% e 54,1°C.

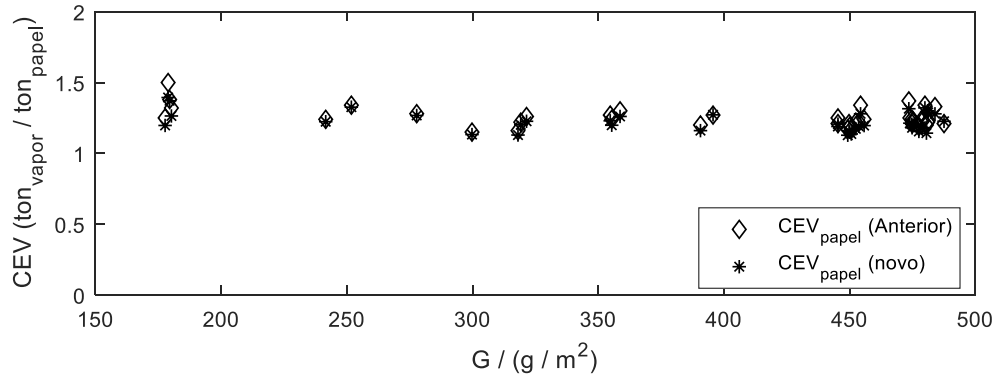


Figura XI.26: Comparação entre o consumo específico de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%).

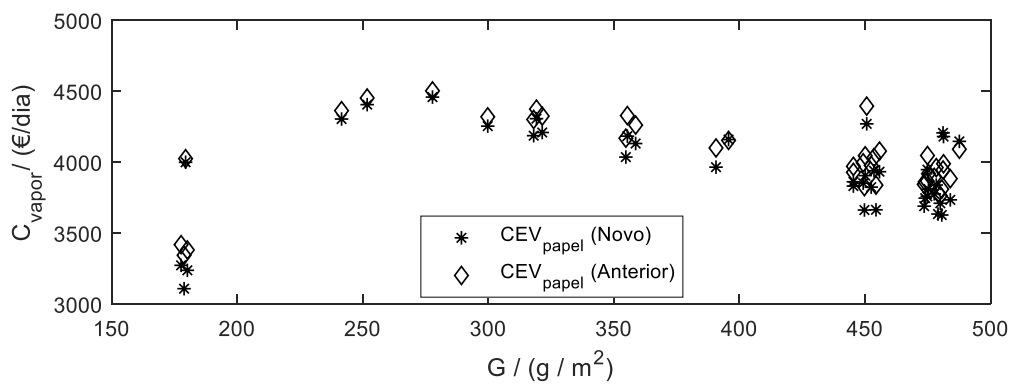


Figura XI.27: Comparação entre o custo diário de vapor para as condições de operação normais e para as condições de operação sugeridas (CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%).

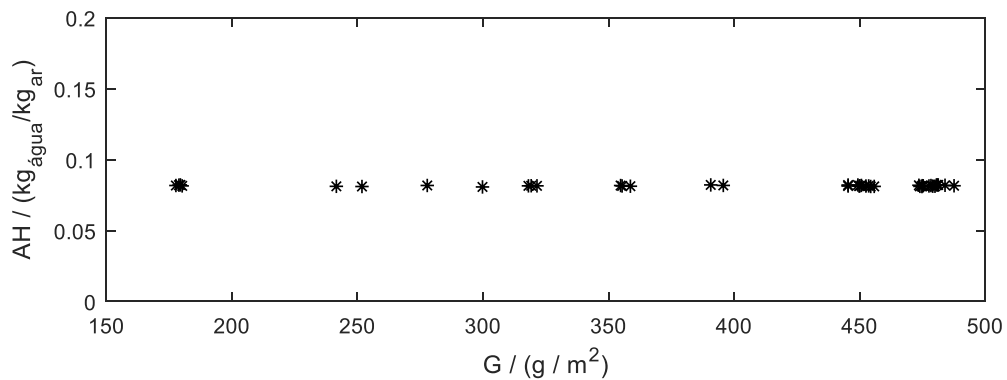


Figura XI.28: Humidade absoluta do ar de exaustão para um CEA de $10 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água}}$ e HB de 80%.

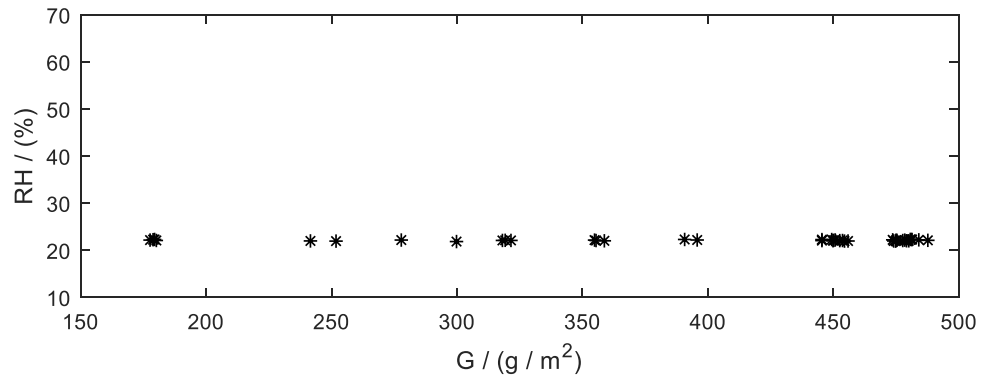


Figura XI.29: Humidade relativa do ar de exaustão para um CEA de 10 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

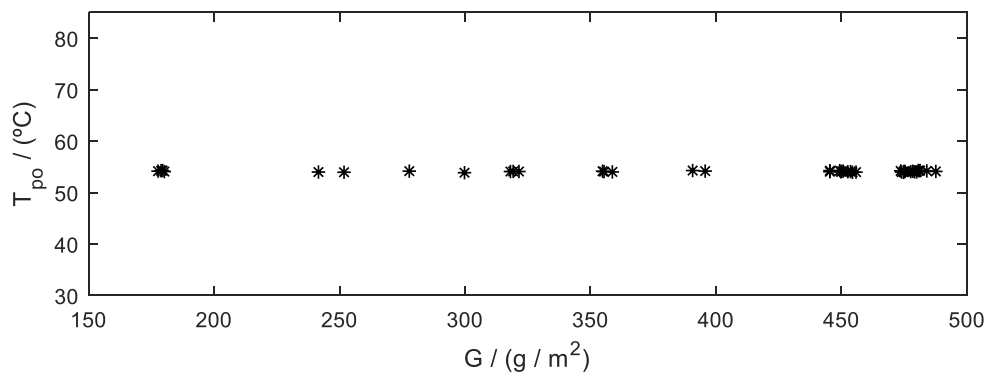


Figura XI.30 Temperatura do ponto de orvalho do ar de exaustão para um CEA de 10 kg_{ar}/kg_{água} e HB de 80%.

Nas Tabelas XI.1 e XI.2 podem ser observados os valores estimados para as várias simulações para o consumo específico e custo diário de vapor.

Tabela XI.1: Consumos específicos estimados para as seis simulações.

Original	CEA5/HB70	CEA5/HB80	CEA7/HB70	CEA7/HB80	CEA10/HB70	CEA10/HB80
1,15	1,11	1,09	1,14	1,11	1,18	1,13
1,24	1,19	1,16	1,21	1,18	1,26	1,21
1,25	1,19	1,16	1,22	1,18	1,27	1,21
1,38	1,36	1,33	1,39	1,35	1,43	1,37
1,50	1,37	1,34	1,40	1,36	1,46	1,39
1,24	1,18	1,16	1,21	1,17	1,25	1,20
1,21	1,21	1,18	1,24	1,20	1,28	1,23
1,23	1,16	1,14	1,19	1,16	1,23	1,18
1,25	1,18	1,16	1,21	1,18	1,26	1,21
1,20	1,12	1,10	1,15	1,12	1,19	1,14
1,19	1,13	1,11	1,16	1,12	1,20	1,15
1,17	1,11	1,09	1,14	1,10	1,18	1,13
1,20	1,14	1,12	1,17	1,14	1,21	1,16
1,26	1,21	1,18	1,24	1,20	1,28	1,23
1,16	1,12	1,09	1,14	1,11	1,18	1,13
1,28	1,25	1,23	1,28	1,24	1,32	1,27
1,34	1,31	1,28	1,34	1,30	1,38	1,33
1,24	1,21	1,18	1,24	1,20	1,28	1,22
1,34	1,26	1,23	1,29	1,25	1,33	1,28
1,24	1,18	1,15	1,21	1,17	1,25	1,20
1,22	1,16	1,13	1,18	1,15	1,22	1,17
1,17	1,12	1,10	1,15	1,11	1,19	1,14
1,30	1,24	1,22	1,27	1,23	1,32	1,26
1,27	1,21	1,19	1,24	1,20	1,28	1,23
1,21	1,14	1,12	1,17	1,13	1,21	1,16
1,34	1,30	1,27	1,33	1,29	1,38	1,32
1,37	1,30	1,27	1,33	1,29	1,37	1,32
1,33	1,26	1,24	1,29	1,25	1,33	1,28
1,32	1,24	1,22	1,27	1,24	1,32	1,26
1,25	1,18	1,15	1,21	1,17	1,25	1,20
1,21	1,16	1,14	1,19	1,15	1,23	1,18
1,22	1,18	1,15	1,20	1,17	1,24	1,19
1,19	1,14	1,11	1,16	1,13	1,20	1,15
1,23	1,18	1,16	1,21	1,17	1,25	1,20
1,23	1,17	1,15	1,20	1,17	1,24	1,19
1,27	1,26	1,23	1,29	1,25	1,33	1,27
1,22	1,19	1,17	1,22	1,18	1,25	1,20
1,21	1,18	1,16	1,21	1,17	1,24	1,19
1,22	1,29	1,26	1,32	1,28	1,36	1,30
1,23	1,28	1,25	1,31	1,27	1,35	1,29
Média	1,25	1,21	1,18	1,23	1,20	1,22
Δ CEV	-	0,05	0,07	0,02	0,06	-0,02

Tabela XI.2: Custo diário de vapor (€/dia) estimado para as seis simulações.

	Original	CEA5/HB70	CEA5/HB80	CEA7/HB70	CEA7/HB80	CEA10/HB70	CEA10/HB80
	4318,27	4184,57	4092,16	4285,77	4156,39	4437,55	4252,72
	3865,35	3697,82	3616,81	3786,78	3673,37	3920,22	3758,21
	3860,40	3673,84	3593,15	3767,15	3654,19	3907,13	3745,74
	4023,51	3961,42	3871,56	4048,04	3922,24	4177,96	3998,25
	3343,25	3049,06	2981,25	3126,72	3031,78	3243,20	3107,57
	4327,29	4124,19	4032,58	4220,65	4092,39	4365,35	4182,12
	4090,04	4092,01	4001,09	4186,12	4058,84	4327,29	4145,46
	3782,43	3577,70	3499,47	3662,61	3553,08	3789,96	3633,50
	3969,54	3762,57	3680,30	3855,58	3740,41	3995,10	3830,56
	3809,11	3565,25	3486,42	3652,85	3542,48	3784,25	3626,58
	4044,05	3853,60	3768,36	3942,12	3822,78	4074,90	3904,41
	3994,68	3800,81	3715,95	3888,79	3769,98	4020,76	3851,04
	4099,18	3909,37	3821,62	4001,34	3878,49	4139,30	3963,80
	4323,45	4153,55	4060,73	4249,63	4119,68	4393,75	4208,11
	4299,71	4143,34	4050,65	4234,34	4104,58	4370,83	4185,46
	4501,26	4412,86	4313,60	4510,00	4371,03	4655,71	4457,17
	4450,94	4362,48	4265,01	4457,23	4320,77	4599,35	4404,41
	4361,83	4247,54	4153,33	4345,06	4213,16	4491,34	4302,92
	3837,33	3604,37	3526,10	3690,58	3581,00	3819,90	3663,36
	4076,83	3875,93	3791,45	3965,85	3847,57	4100,71	3931,75
	3975,69	3769,43	3687,02	3856,86	3741,49	3988,01	3823,20
	4393,82	4208,67	4115,98	4306,88	4177,10	4454,18	4268,79
	4260,11	4074,45	3984,93	4168,42	4043,09	4309,38	4130,33
	4167,82	3983,23	3894,89	4074,53	3950,86	4211,48	4034,80
	3826,56	3611,68	3532,91	3694,74	3584,47	3819,34	3661,80
	3762,98	3651,70	3571,67	3738,81	3626,77	3869,48	3709,42
	3843,01	3636,61	3556,02	3721,99	3609,16	3850,06	3688,88
	3882,79	3689,48	3607,90	3772,33	3658,13	3896,62	3733,47
	3380,55	3186,60	3117,09	3262,38	3165,06	3376,05	3237,02
	3417,70	3217,45	3146,77	3295,87	3196,92	3413,50	3272,14
	4045,82	3881,91	3796,89	3975,68	3856,66	4116,35	3946,32
	4031,83	3883,37	3797,99	3973,69	3854,15	4109,17	3938,40
	3891,96	3723,65	3641,80	3809,97	3695,38	3939,46	3775,74
	3917,18	3762,97	3679,42	3848,24	3731,27	3976,14	3809,04
	3960,41	3782,05	3698,53	3871,20	3754,28	4004,93	3837,90
	4152,36	4119,34	4026,96	4208,84	4079,51	4343,09	4158,33
	4372,73	4271,98	4175,94	4362,23	4227,78	4497,61	4305,53
	3927,08	3843,20	3756,54	3919,59	3798,27	4034,18	3860,86
	3943,96	4181,31	4086,10	4267,08	4133,79	4395,74	4205,32
	3987,65	4153,04	4058,85	4238,97	4107,10	4367,86	4179,47
Média	4013,01	3867,11	3781,39	3956,14	3836,14	4089,68	3918,25
ΔC_{vapor}	-	145,90	231,62	56,87	176,88	-76,67	94,76

Anexo XII – Influência das variáveis de processo na dinâmica da secagem

Pretendendo-se estudar o efeito da temperatura do papel à entrada da secaria, da temperatura do ar insuflado, do CEA e do HB no desenrolar da secagem do papel, foram realizados três simulações distintas. Os dados de entrada para cada uma das simulações podem ser observados na Tabela XII.1. Os resultados da primeira simulação encontram-se nas Figuras XII.1, XII.2 e XII.3, enquanto os da segunda simulação, nas Figuras XIII.4, XII.5 e XII.6. Finalmente, os resultados da terceira simulação podem ser observados nas Figuras XII.7 e XII.8.

Tabela XII.1: Dados utilizados no estudo da influência das variáveis de processo na dinâmica da secagem.

Simulação 1		$T_p/^\circ\text{C}$	
Ensaio 1		30	
Ensaio 2		40	
Ensaio 3		50	
Simulação 2		$T_{\text{ar,insuf}}/^\circ\text{C}$	
Ensaio 1		80	
Ensaio 2		90	
Ensaio 3		100	
Simulação 3		CEA / $\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{água evap.}}$	HB / %
Ensaio 1		5	80
Ensaio 2		7	80
Ensaio 3		10	80

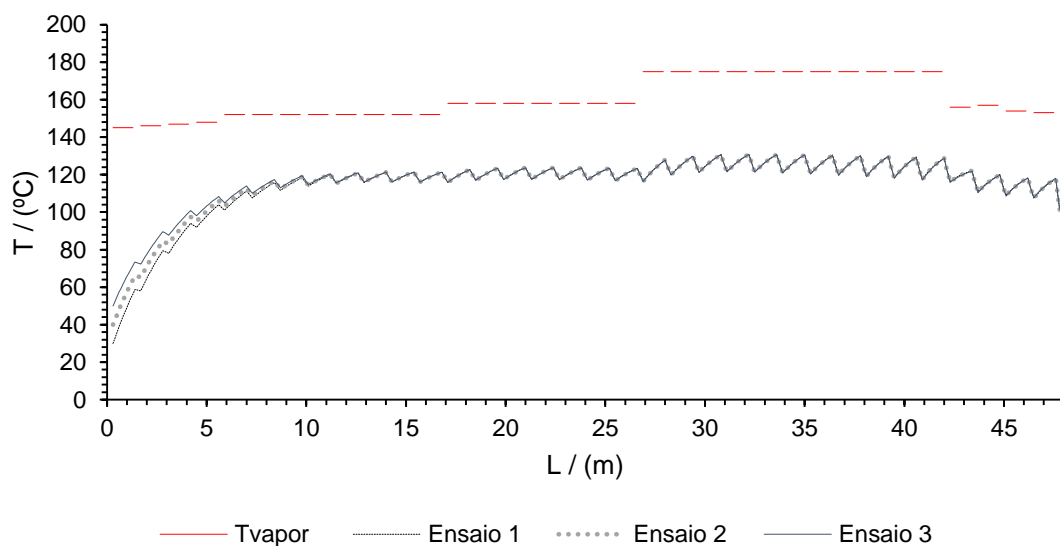


Figura XII.1: Perfil de temperatura do papel ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 1.

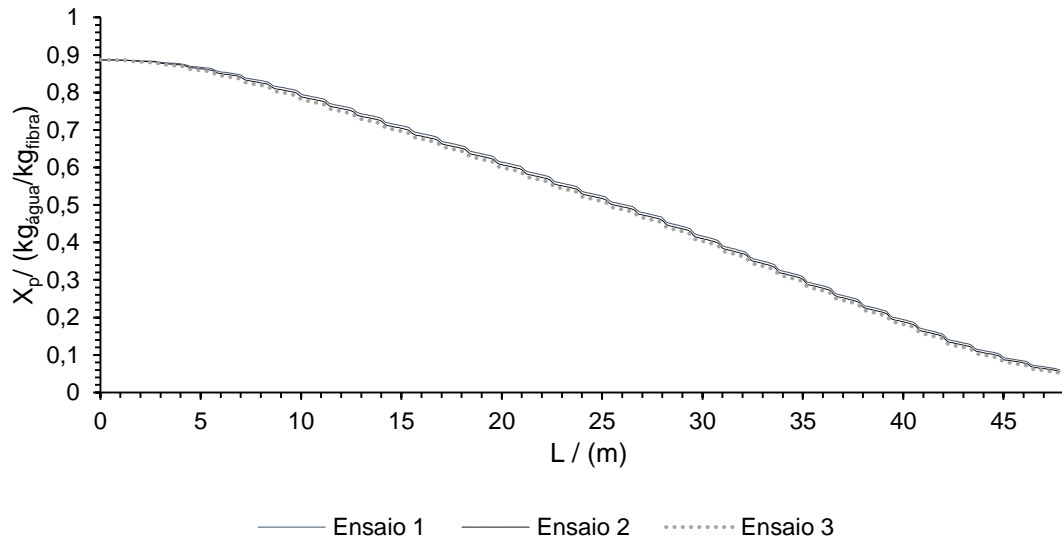


Figura XII.2: Perfil de humidade do papel ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 1.

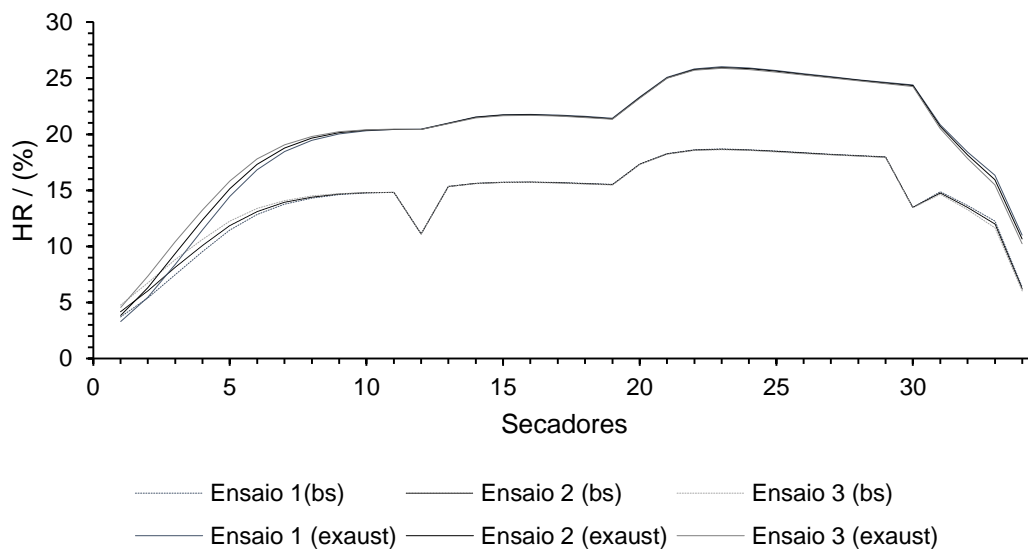


Figura XII.3: Perfil de humidade relativa nas bolsas de secagem e ar de exaustão ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 1.

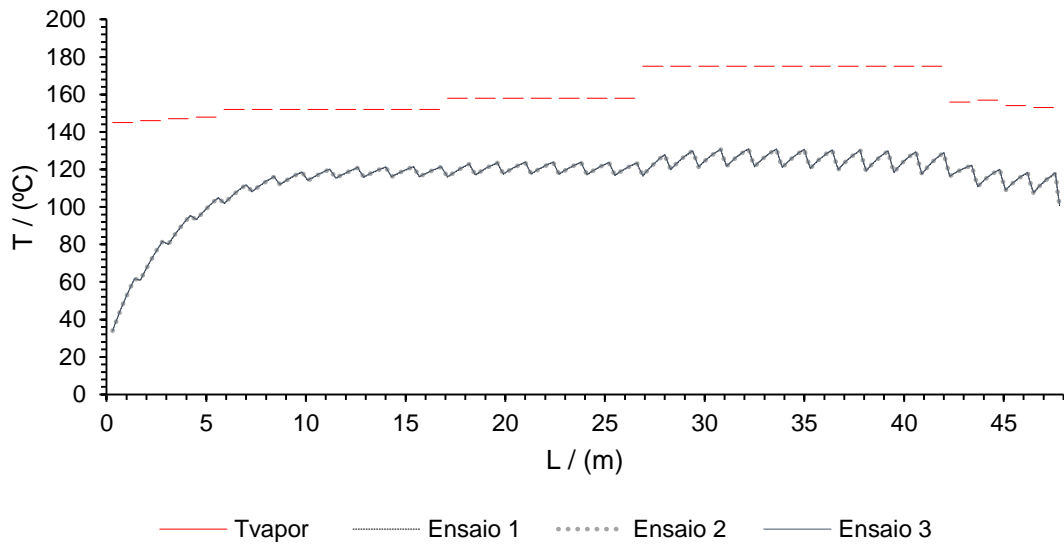


Figura XII.4: Perfil de temperatura do papel ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 2.

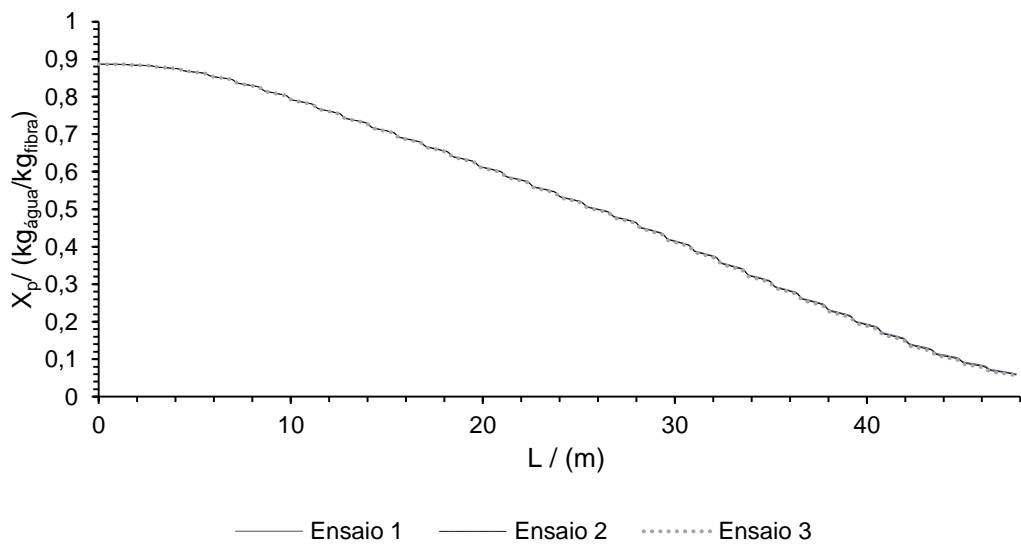


Figura XII.5: Perfil de umidade do papel ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 2.

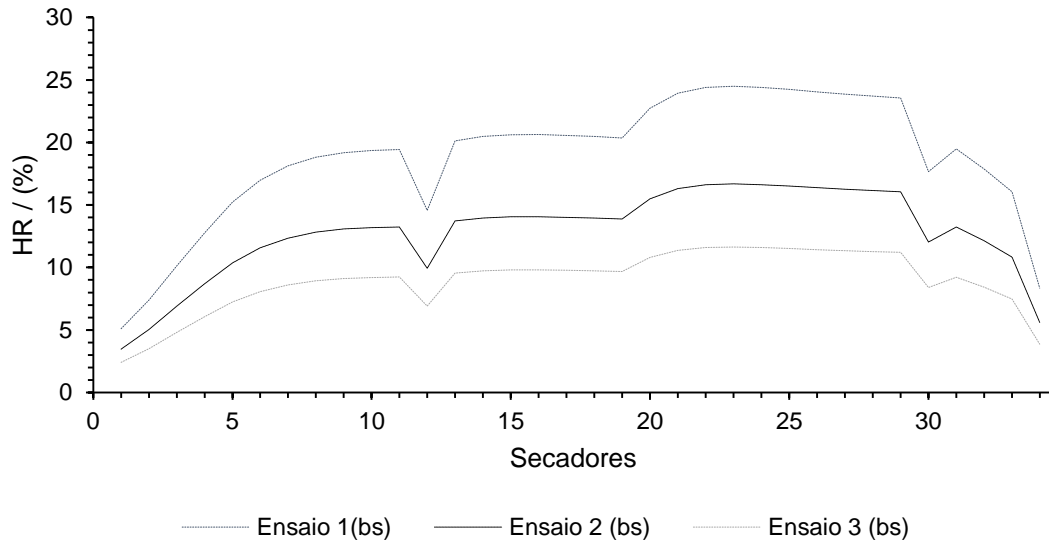


Figura XII.6: Perfil de umidade relativa nas bolsas de secagem ao longo da secaria para os três ensaios da simulação 2.

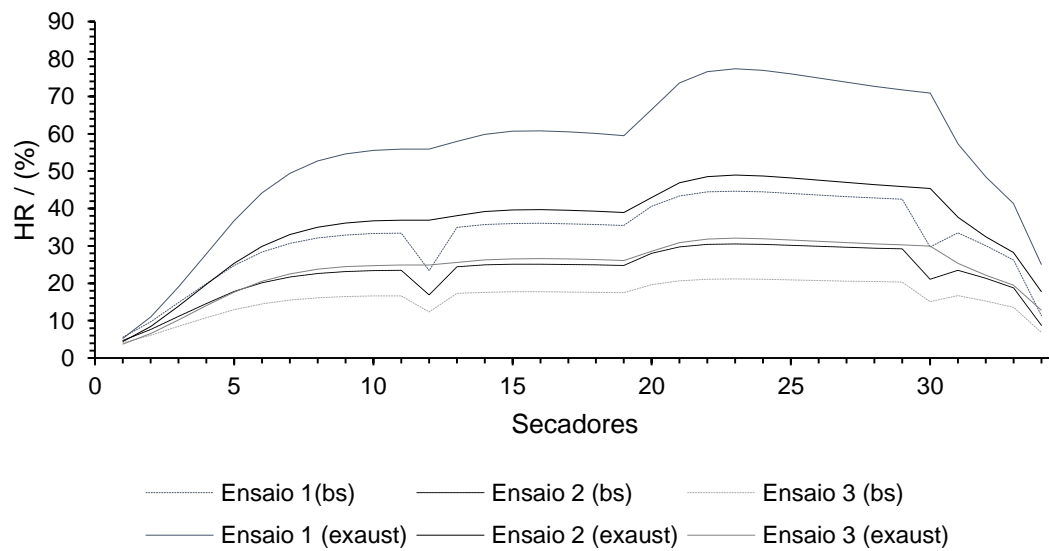


Figura XII.7: Perfil de umidade relativa nas bolsas de secagem e ar de exaustão ao longo da secaria para a simulação 3.

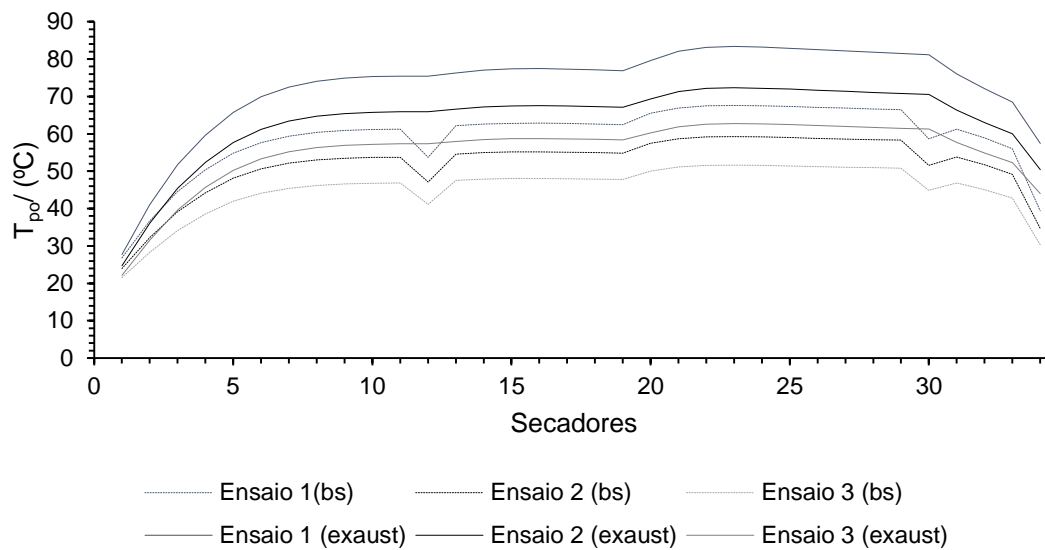


Figura XII.8: Perfil da temperatura do ponto de orvalho nas bolsas de secagem e ar de exaustão ao longo da secaria para a simulação 3.

Como se pôde observar na primeira simulação, com o aumento de temperatura inicial do papel, houve um aquecimento mais rápido na primeira fase da secagem. Quanto à humidade final, foi estimado um aumento pouco significativo no teor de secura do papel. Já em relação à humidade no ar detetou-se um ligeiro aumento de humidade para temperaturas de entrada mais elevadas devido ao aumento da taxa de evaporação para estas condições. Na segunda simulação não foi detetada alguma variação significativa no perfil de temperaturas e humidade do papel. No entanto, com a diminuição da temperatura do ar, houve um aumento significativo na humidade relativa do ar nas bolsas de secagem. Finalmente, para a ultima simulação, como já havia sido previsto, foi estimado um aumento elevado da humidade relativa e temperatura do ponto de orvalho para condições de operação com CEA igual a 5 e HB igual 80%. Consequentemente, pode existir condensação da água evaporada em regiões da campânula onde a temperatura do ar é mais propícia de arrefecer. Quanto às restantes simulações, não foram detetadas condições de risco no interior da campânula.

Anexo XIII – Resultados da simulação nas condições ótimas de operação

Com o objetivo de avaliar a gama de condições em que se encontra o ótimo que minimiza o consumo específico de vapor, foram efetuadas duas simulações para o melhor e pior caso possível. Na Tabela XIII.1 encontram-se os dados utilizados para as duas simulações. Já nas Figuras XIII.1 a XIII.6 pode-se observar os resultados para o CEV, CEE, C_{vapor} , AH, RH e Tpo para os casos atuais no melhor e pior cenário. Nas Tabelas XIII.2 a XIII.4 estão presentes os resultados ilustrados nas Figuras mencionadas anteriormente.

Tabela XIII.1: Conjunto de dados utilizados para simular a melhor e pior condição de operação.

Simulação	T_p / (°C)	$T_{arinsuf}$ / (°C)	CEA / ($kg_{ar}/kg_{água}$ evap)	HB / (%)
Melhor cenário	40	93	7	80
Pior cenário	38	90	10	75

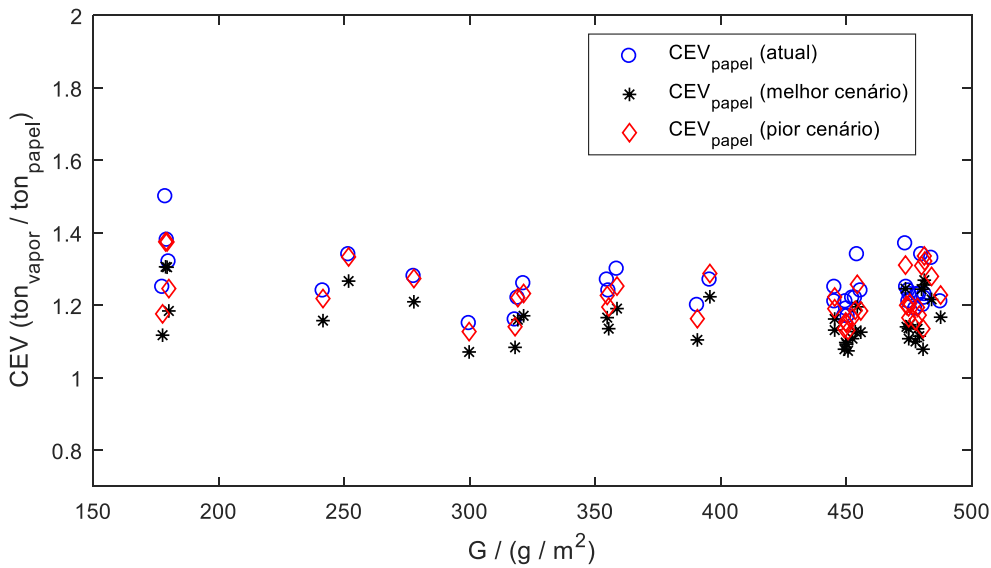


Figura XIII.1: Comparação do consumo específico de vapor, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

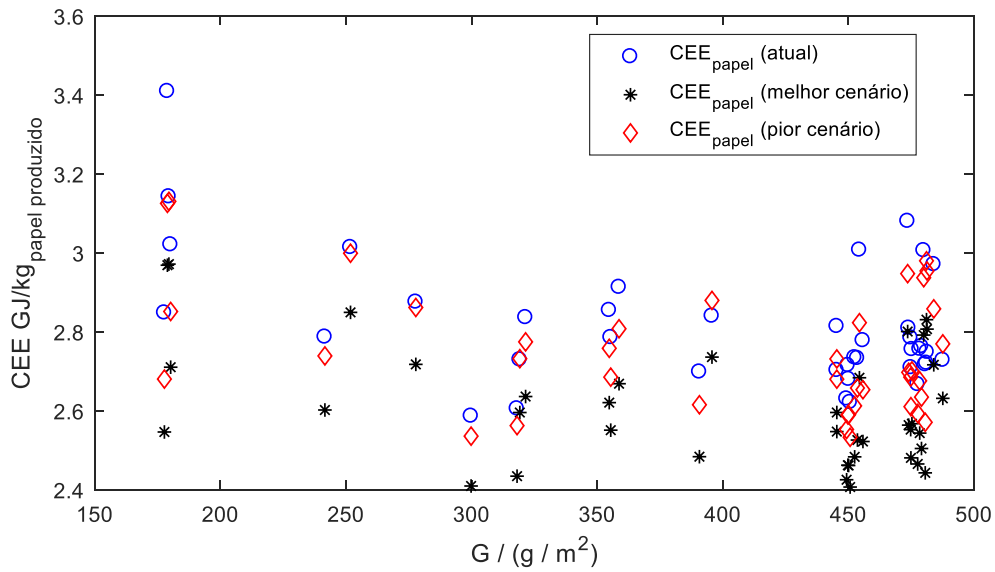


Figura XIII.2: Comparação do consumo específico de energia, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

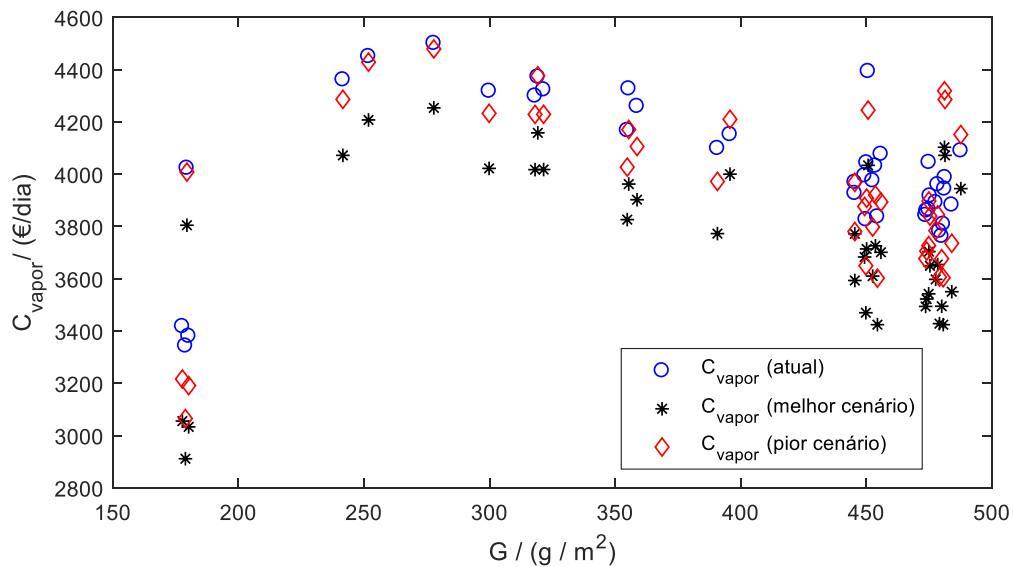


Figura XIII.3: Comparação do custo diário de vapor, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

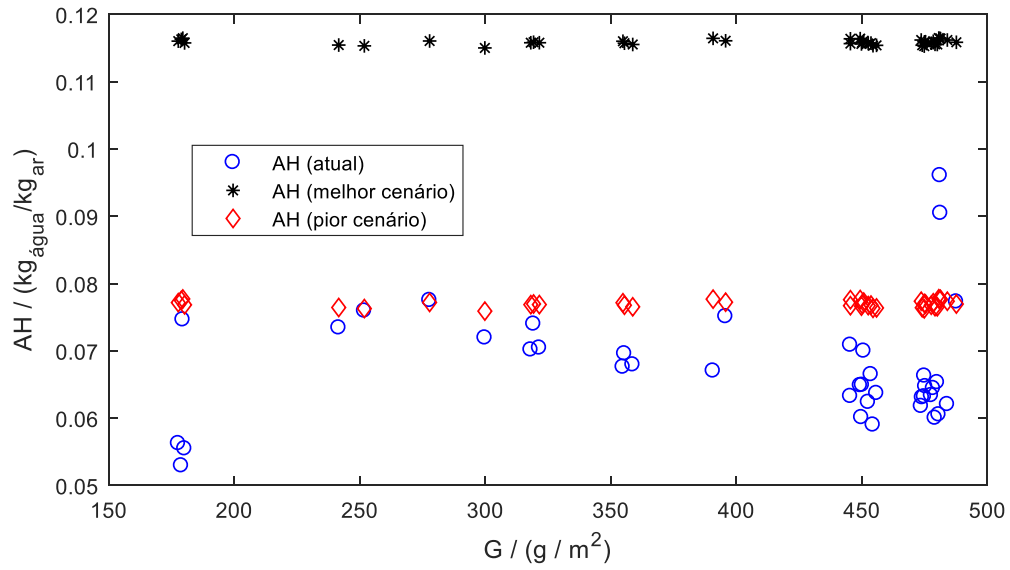


Figura XIII.4: Comparação da humidade absoluta do ar de exaustão, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

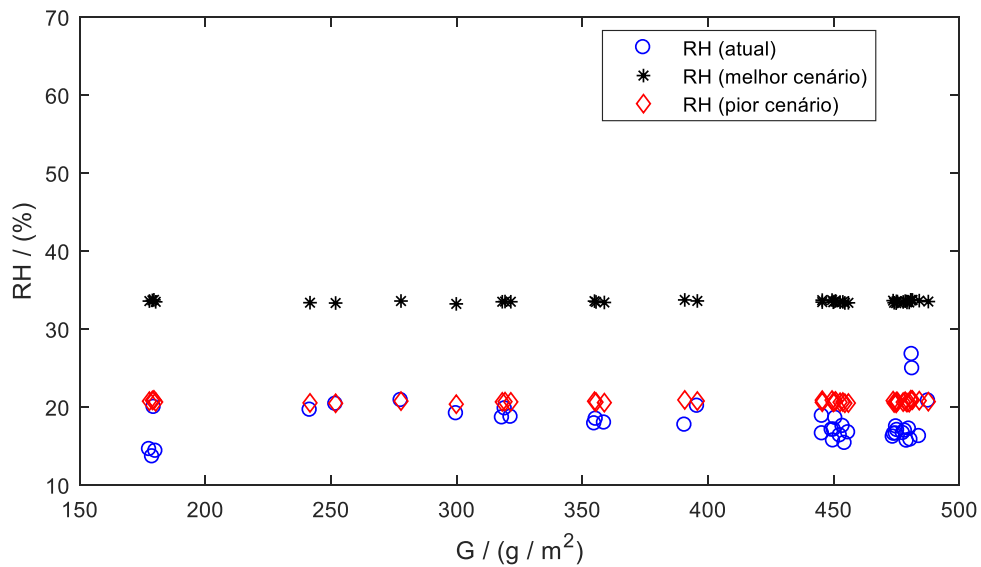


Figura XIII.5: Comparação da humidade relativa do ar de exaustão, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

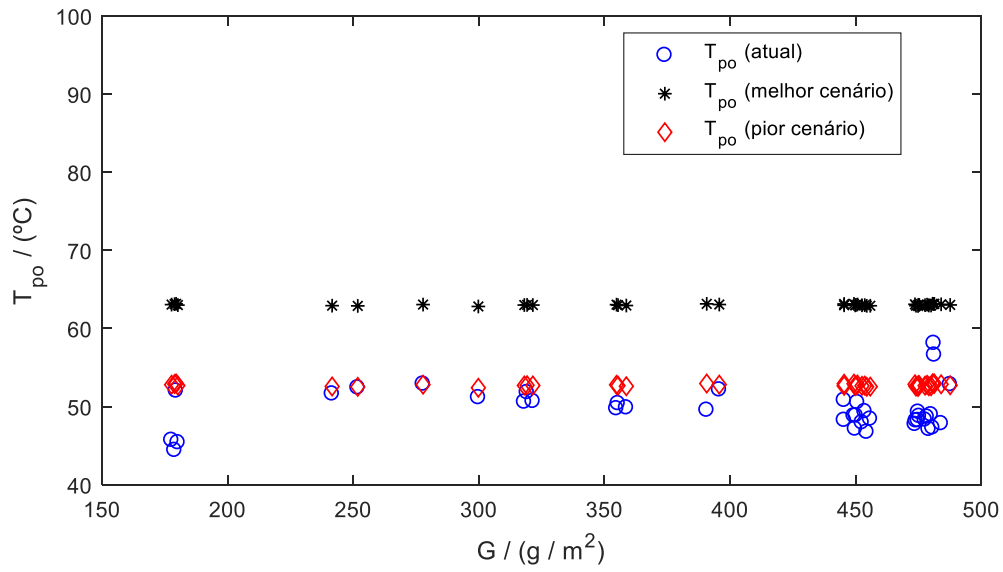


Figura XIII.6: Comparação da temperatura do ponto de orvalho no ar de exaustão, em função da gramagem de papel, entre as condições atuais de operação e as condições especificadas para o melhor e pior cenário.

Tabela XIII.2: Índices de desempenho estimados para as condições de operação atuais.

G /	CEV /	CEE /	CT /	CEA /	HB /	AH /	RH /	Tpo /
(g/m ²)	(ton _{vapor} /ton _{papel})	(GJ/ton _{papel})	(€/dia)	(kg _{gar} /kg _{água})	(kg _{arins} /kg _{arex})	(kg _{água} /kg _{gar})	(%)	(°C)
299,80	1,15	2,59	4318,27	10,98	0,78	0,07	19,15	51,16
474,81	1,24	2,78	3865,35	12,58	0,78	0,06	16,56	48,24
474,00	1,25	2,81	3860,40	12,63	0,78	0,06	16,52	48,19
179,50	1,38	3,14	4023,51	11,05	0,80	0,07	19,96	52,01
178,90	1,50	3,41	3343,25	14,65	0,74	0,05	13,62	44,41
355,40	1,24	2,79	4327,29	10,89	0,74	0,07	18,44	50,40
487,60	1,21	2,73	4090,04	11,22	0,85	0,08	20,77	52,83
479,10	1,23	2,76	3782,43	13,05	0,76	0,06	15,63	47,11
445,40	1,25	2,81	3969,54	12,39	0,76	0,06	16,57	48,26
480,60	1,20	2,72	3809,11	12,94	0,75	0,06	15,78	47,29
450,10	1,19	2,68	4044,05	11,98	0,75	0,06	17,06	48,83
449,30	1,17	2,63	3994,68	12,12	0,75	0,06	17,04	48,82
390,70	1,20	2,70	4099,18	11,72	0,75	0,07	17,68	49,55
321,50	1,26	2,84	4323,45	11,00	0,75	0,07	18,70	50,68
318,10	1,16	2,60	4299,71	11,04	0,75	0,07	18,61	50,59
277,80	1,28	2,88	4501,26	10,33	0,78	0,08	20,84	52,89
251,80	1,34	3,01	4450,94	10,44	0,78	0,08	20,36	52,41
241,60	1,24	2,79	4361,83	10,82	0,78	0,07	19,60	51,63
454,40	1,34	3,01	3837,33	13,04	0,75	0,06	15,34	46,73
455,80	1,24	2,78	4076,83	12,10	0,75	0,06	16,70	48,41
452,50	1,22	2,73	3975,69	12,43	0,75	0,06	16,32	47,95
450,70	1,17	2,62	4393,82	11,10	0,75	0,07	18,56	50,53
358,70	1,30	2,91	4260,11	11,32	0,75	0,07	17,95	49,86
354,80	1,27	2,85	4167,82	11,48	0,75	0,07	17,85	49,74
449,80	1,21	2,71	3826,56	12,85	0,75	0,06	15,66	47,14
480,00	1,34	3,01	3762,98	12,64	0,81	0,07	17,17	48,97
473,60	1,37	3,08	3843,01	12,73	0,76	0,06	16,14	47,74
484,00	1,33	2,97	3882,79	12,67	0,76	0,06	16,22	47,83
180,20	1,32	3,02	3380,55	14,48	0,78	0,06	14,33	45,40
177,70	1,25	2,85	3417,70	14,35	0,78	0,06	14,55	45,70
474,90	1,21	2,71	4045,82	12,09	0,78	0,07	17,46	49,30
453,60	1,22	2,73	4031,83	12,02	0,78	0,07	17,52	49,37
477,60	1,19	2,67	3891,96	12,53	0,77	0,06	16,61	48,30
475,30	1,23	2,76	3917,18	12,30	0,77	0,06	17,00	48,77
478,40	1,23	2,76	3960,41	12,31	0,77	0,06	16,92	48,67
395,70	1,27	2,84	4152,36	11,17	0,82	0,08	20,10	52,16
319,20	1,22	2,73	4372,73	10,71	0,77	0,07	19,77	51,81
445,40	1,21	2,70	3927,08	11,35	0,78	0,07	18,82	50,81
481,10	1,22	2,72	3943,96	10,36	0,99	0,10	26,74	58,11
481,30	1,23	2,75	3987,65	10,44	0,94	0,09	24,91	56,61
Média	1,25	2,81	4013,01	11,96	0,78	0,07	17,89	49,63

Tabela XIII.3: Índices de desempenho estimados para as piores condições de operação.

G / (g/m ²)	CEV / (ton _{vapor} /ton _{papel})	CEE / (GJ/ton _{papel})	CT / (€/dia)	AH / (kg _{água} /kg _{ar})	RH / (%)	Tpo / (°C)
299,80	1,13	2,54	4232,98	0,08	20,34	52,40
474,81	1,20	2,68	3726,55	0,08	20,45	52,50
474,00	1,20	2,70	3706,02	0,08	20,50	52,56
179,50	1,37	3,13	4008,17	0,08	20,90	52,95
178,90	1,38	3,12	3064,77	0,08	20,83	52,89
355,40	1,20	2,68	4170,81	0,08	20,61	52,67
487,60	1,23	2,77	4151,62	0,08	20,67	52,72
479,10	1,17	2,63	3606,39	0,08	20,55	52,60
445,40	1,19	2,68	3780,47	0,08	20,59	52,65
480,60	1,14	2,57	3603,81	0,08	20,91	52,96
450,10	1,15	2,59	3908,14	0,08	20,66	52,72
449,30	1,14	2,55	3876,51	0,08	20,87	52,93
390,70	1,16	2,61	3972,41	0,08	20,89	52,94
321,50	1,23	2,77	4229,01	0,08	20,64	52,70
318,10	1,14	2,56	4228,67	0,08	20,64	52,69
277,80	1,27	2,86	4479,27	0,08	20,74	52,79
251,80	1,33	3,00	4428,82	0,08	20,46	52,52
241,60	1,22	2,74	4286,35	0,08	20,51	52,56
454,40	1,26	2,82	3602,09	0,08	20,47	52,53
455,80	1,18	2,65	3893,66	0,08	20,49	52,55
452,50	1,17	2,61	3797,86	0,08	20,59	52,65
450,70	1,13	2,53	4245,26	0,08	20,76	52,81
358,70	1,25	2,81	4105,83	0,08	20,54	52,60
354,80	1,23	2,76	4027,04	0,08	20,73	52,78
449,80	1,15	2,59	3649,40	0,08	20,57	52,63
480,00	1,31	2,94	3676,45	0,08	20,54	52,60
473,60	1,31	2,95	3676,99	0,08	20,80	52,85
484,00	1,28	2,86	3735,67	0,08	20,80	52,85
180,20	1,25	2,85	3190,99	0,08	20,63	52,69
177,70	1,18	2,68	3216,03	0,08	20,73	52,79
474,90	1,17	2,61	3897,44	0,08	20,69	52,75
453,60	1,19	2,66	3920,54	0,08	20,62	52,67
477,60	1,16	2,59	3784,07	0,08	20,61	52,67
475,30	1,21	2,70	3839,49	0,08	20,67	52,73
478,40	1,19	2,68	3844,55	0,08	20,73	52,78
395,70	1,29	2,88	4210,00	0,08	20,75	52,81
319,20	1,22	2,73	4376,58	0,08	20,67	52,72
445,40	1,22	2,73	3968,80	0,08	20,86	52,92
481,10	1,34	2,98	4319,10	0,08	20,89	52,94
481,30	1,32	2,95	4285,82	0,08	20,87	52,93
Média	1,22	2,74	3918,11	0,08	20,67	52,72

Tabela XIII.4: Índices de desempenho estimados para as melhores condições de operação.

G / (g/m ²)	CEV / (ton _{vapor} /ton _{papel})	CEE / (GJ/ton _{papel})	CT / (€/dia)	AH / (kg _{água} /kg _{gar})	RH / (%)	Tpo / (°C)
299,80	1,07	2,41	4022,13	0,12	33,20	62,81
474,81	1,14	2,55	3542,04	0,12	33,30	62,87
474,00	1,14	2,56	3522,31	0,12	33,35	62,90
179,50	1,30	2,97	3804,64	0,12	33,72	63,14
178,90	1,31	2,97	2911,11	0,12	33,66	63,10
355,40	1,14	2,55	3962,19	0,12	33,45	62,97
487,60	1,17	2,63	3944,77	0,12	33,50	63,00
479,10	1,11	2,50	3428,18	0,12	33,39	62,93
445,40	1,13	2,55	3593,16	0,12	33,43	62,96
480,60	1,08	2,44	3424,19	0,12	33,73	63,15
450,10	1,09	2,46	3713,85	0,12	33,50	63,00
449,30	1,08	2,42	3683,04	0,12	33,69	63,13
390,70	1,10	2,48	3772,61	0,12	33,71	63,14
321,50	1,17	2,64	4017,92	0,12	33,48	62,99
318,10	1,08	2,43	4017,42	0,12	33,48	62,99
277,80	1,21	2,72	4253,73	0,12	33,57	63,05
251,80	1,27	2,85	4207,55	0,12	33,31	62,88
241,60	1,16	2,60	4072,01	0,12	33,36	62,91
454,40	1,20	2,68	3424,14	0,12	33,32	62,88
455,80	1,13	2,52	3701,18	0,12	33,34	62,90
452,50	1,11	2,48	3610,06	0,12	33,44	62,96
450,70	1,07	2,41	4033,88	0,12	33,58	63,06
358,70	1,19	2,67	3902,27	0,12	33,39	62,93
354,80	1,17	2,62	3826,12	0,12	33,56	63,04
449,80	1,10	2,46	3469,85	0,12	33,41	62,95
480,00	1,24	2,79	3494,66	0,12	33,39	62,93
473,60	1,25	2,80	3494,06	0,12	33,62	63,08
484,00	1,22	2,72	3550,34	0,12	33,62	63,08
180,20	1,18	2,71	3033,04	0,12	33,47	62,98
177,70	1,12	2,55	3055,20	0,12	33,56	63,04
474,90	1,11	2,48	3703,75	0,12	33,53	63,02
453,60	1,13	2,53	3726,03	0,12	33,46	62,97
477,60	1,10	2,46	3597,47	0,12	33,45	62,97
475,30	1,15	2,57	3649,35	0,12	33,51	63,01
478,40	1,13	2,54	3654,38	0,12	33,56	63,04
395,70	1,22	2,74	4000,13	0,12	33,58	63,06
319,20	1,16	2,60	4158,07	0,12	33,51	63,00
445,40	1,16	2,60	3771,66	0,12	33,69	63,12
481,10	1,27	2,83	4103,03	0,12	33,71	63,14
481,30	1,26	2,81	4072,03	0,12	33,69	63,13
Média	1,16	2,61	3723,09	0,12	33,50	63,00

Como é possível observar pelos resultados obtidos, ambas as soluções propostas conseguem atingir uma melhoria no consumo específico de vapor e, conseqüentemente, no custo diário de vapor, tendo-se estimado uma poupança de 290€/dia para o melhor cenário e de 95€/dia para o pior.

Relativamente à humidade, com a aplicação de ambas as condições de operação, será espectado um aumento do teor desta variável no ar de exaustão. No entanto, com base nos resultados obtidos nas simulações presentes no Anexo XII, este aumento não irá comprometer o desempenho da secagem do papel pois a temperatura do ponto de orvalho será bastante inferior à temperatura de saída do ar.

Anexo XIV – Estudos suplementares

Em relação ao primeiro trabalho, foram aplicadas as equações XIV.1 e XIV.2, desenvolvidas pelos fornecedores das válvulas para estimar o caudal de vapor. No caso da corrente ser constituída por uma mistura bifásica, como à saída dos secadores, o caudal total seria calculado pelas equações XIV.3 e XIV.4 (Masoneilan, 1970).

As variáveis presentes neste sistema de equações Cv e Fl correspondem ao coeficiente de fluxo da válvula e ao fator de fluxo crítico. Ambas as variáveis dependem do tipo de válvula utilizada e da percentagem de abertura, tendo sido determinadas através dos ajustes presentes nas Figuras XIV.1, XIV.2 e XIV.3.

$$\dot{m}_{vap}(t/h) = \frac{C_v F_l P_1 (y - 0,148 y^3)}{83,7} \quad (XIV.1)$$

$$y = \frac{1,63}{F_l} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \quad (XIV.2)$$

$$\dot{m}_{total}(t/h) = C_v 63,3 \sqrt{\Delta P} \cdot \omega \quad (XIV.3)$$

$$\omega = \frac{1}{\frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{total}} \left(\frac{1}{\rho_{vap}} + \frac{1}{\rho_{liquido}} \right) + \frac{1}{\rho_{liquido}}} \quad (XIV.4)$$

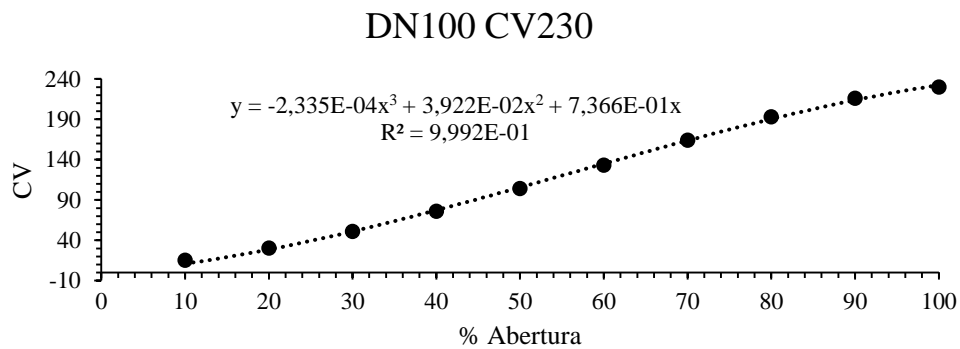


Figura XIV.1: Curva para a determinação do Cv da válvula que controla o caudal do circuito de vapor de baixa pressão (Masoneilan, 2010).

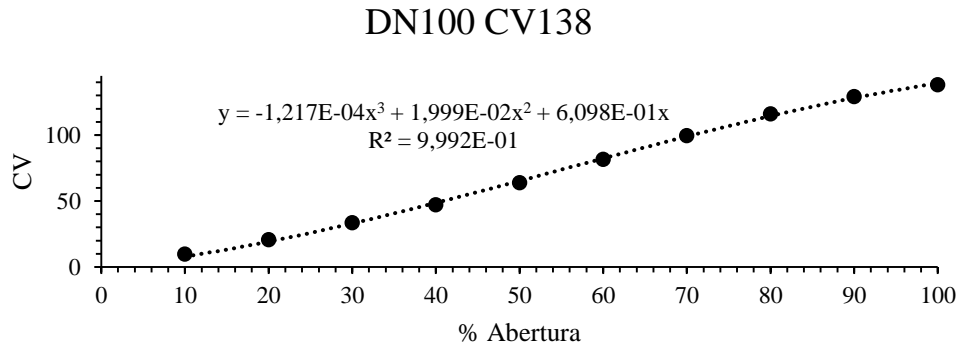


Figura XIV.2: Curva para a determinação do C_v da válvula que controla o caudal da bateria de secadores IV (Masoneilan, 2010).

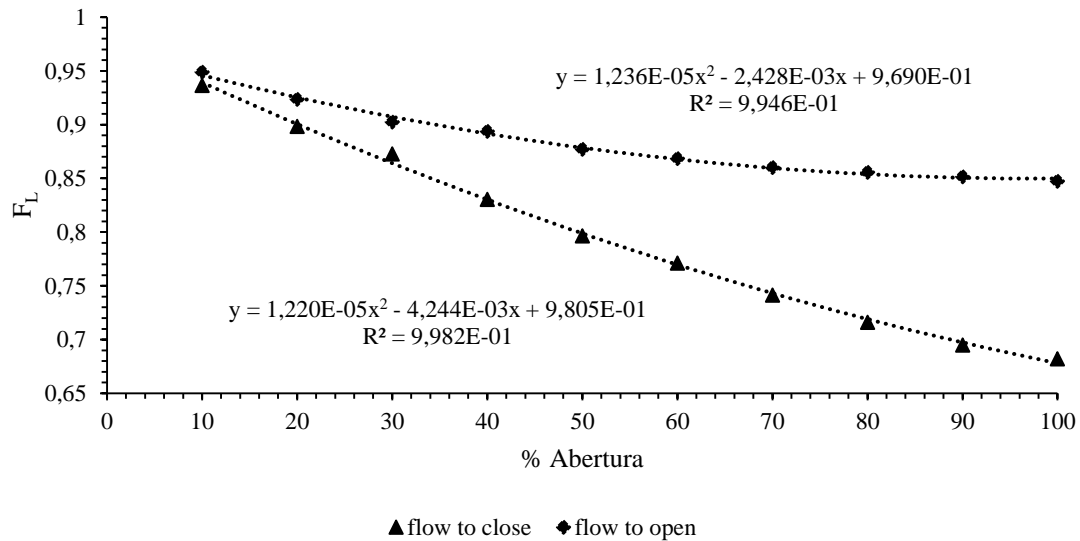


Figura XIV.3 Factor de fluxo crítico em função da percentagem de abertura da válvula, para válvulas do tipo *flow to close* e *flow to open* (Masoneilan, 2010).

A aplicabilidade destas equações foi testada durante a ocorrência de uma paragem programada da máquina de papel. Neste ensaio efetuaram-se balanços mássicos às correntes ilustradas na Figura XIV.4. A corrente 1 corresponde à tubagem que transporta o vapor desde a caldeira até a máquina de papel. Já a corrente 2 corresponde à linha de baixa pressão, enquanto a 3 corresponde à tubagem que transporta o vapor para a quarta bateria de secadores, o único consumidor de vapor de alta pressão.

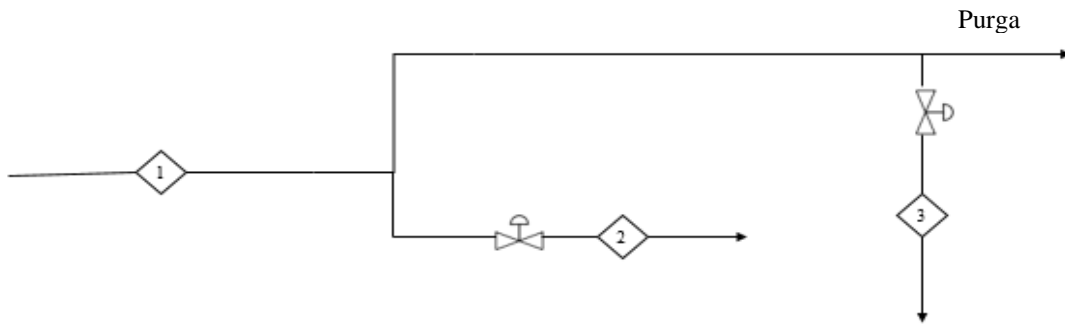


Figura XIV.4: Esquema das correntes utilizadas para validar a equação de projeto da válvula para vapor saturado.

O procedimento utilizado para medir os caudais foi o seguinte: numa primeira fase, fechou-se a válvula que alimenta a quarta bateria e fez-se variar a abertura da válvula que regula o caudal da linha de baixa pressão entre 10 e 50%. Na segunda fase desta experiência, mantendo a abertura da válvula que regula o caudal da corrente 2 em 25%, fez-se variar a abertura da válvula que regula o caudal da corrente 3 entre 10 e 50%. Por último, fechou-se a válvula que regula o caudal de vapor da linha de baixa pressão e variou-se a abertura da válvula que controla a entrada de vapor de alta pressão na quarta bateria de 25 a 50%. Os caudais estimados foram comparados com os valores registados no caudalímetro da corrente 1, como pode-se observar nas Figuras XIV.5, XIV.6 e XIV.7.

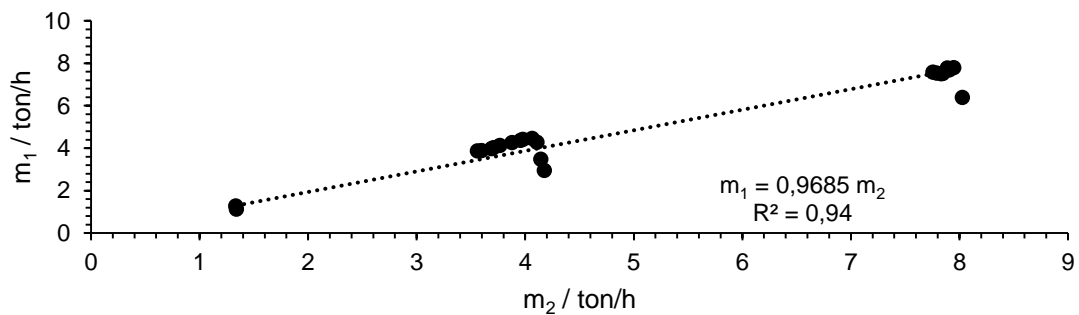


Figura XIV.5: Ajuste obtido para a primeira experiência.

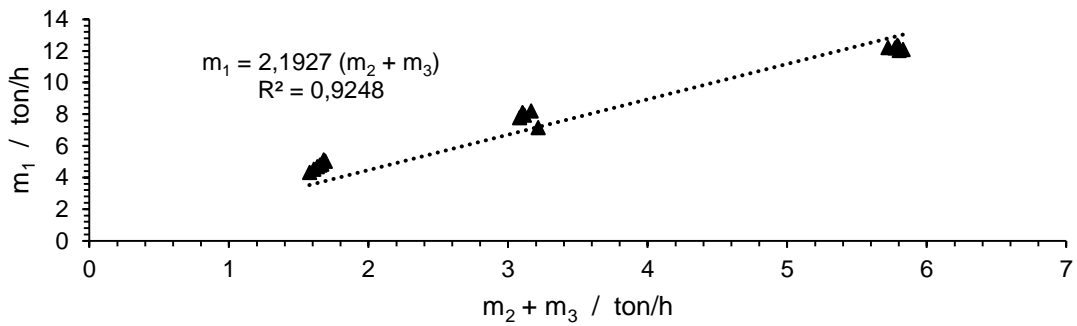


Figura XIV.6: Ajuste obtido para a segunda experiência.

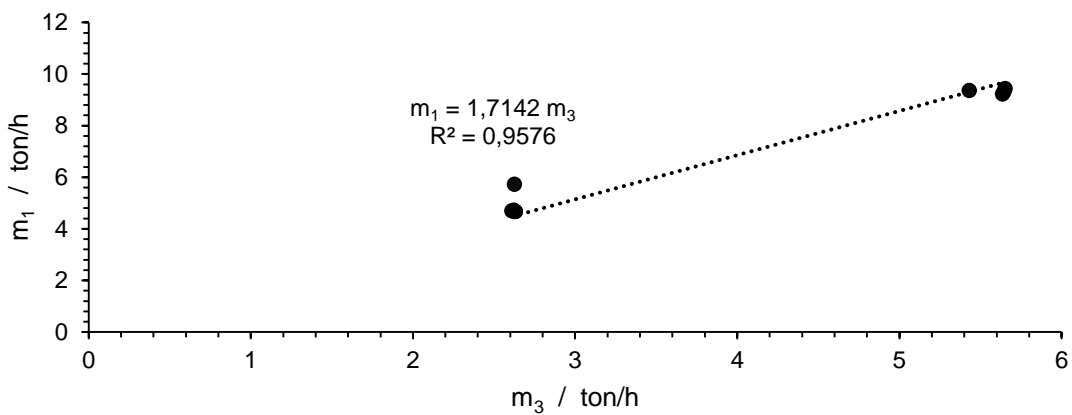


Figura XIV.7: Ajuste obtido para a terceira experiência.

Com os resultados mostrados nas Figuras XIV.5, XIV.6 e XIV.7, percebe-se que o sistema de equações devolve estimativas que permitem a construção de uma reta com um bom coeficiente de determinação. Porém, apenas para a primeira experiência o declive da reta teve um valor próximo de um.

Numa tentativa de verificar se o problema das estimativas devia-se ao sistema de equações utilizado, foram aplicadas as equações XIV.5 a XIV.8, também recomendadas pelos fornecedores das válvulas, para estimar os caudais mássicos de vapor. A variável Z na equação XIV.8 representa a compressibilidade do vapor e, nesta equação é determinada em função da pressão de saturação (P) (SpiraxSarco). Os resultados presentes nas Figuras XIV.8 a XIV.10 demonstraram que o novo sistema de equações conseguia diminuir o declive da reta obtida, mas piorava o coeficiente de determinação.

$$\dot{m}_{vap}(t/h) = \frac{C_v F_l P_1 \sqrt{G_f} (y - 0,148 y^3)}{54.5 \sqrt{Z}} \quad (XIV.5)$$

$$y = \frac{1,63}{F_l} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \quad (\text{XIV.6})$$

$$G_f = \frac{\rho}{\rho_{ar}} \frac{288}{T} \quad (\text{XIV.7})$$

$$Z = 2,244 \times 10^{-4} P^2 - 8,46 \times 10^{-3} \times P + 9,922 \times 10^{-1} \quad (\text{XIV.8})$$

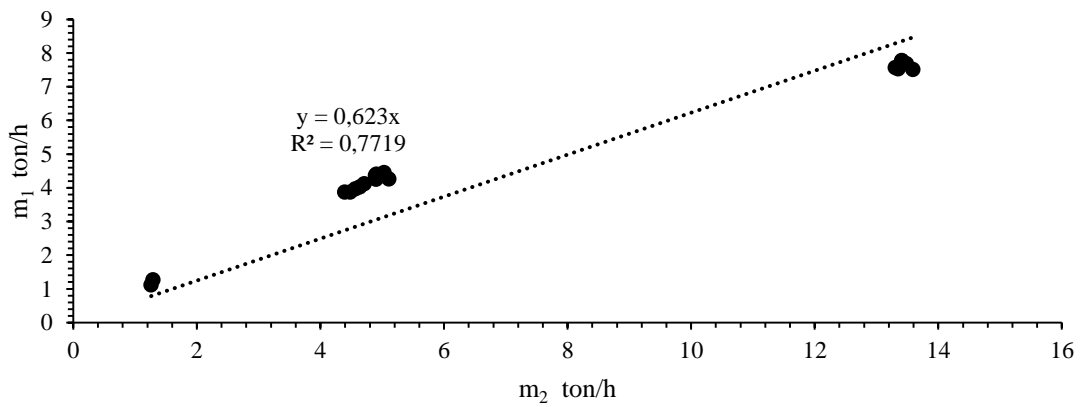


Figura XIV.8: Ajuste obtido para a primeira experiência.

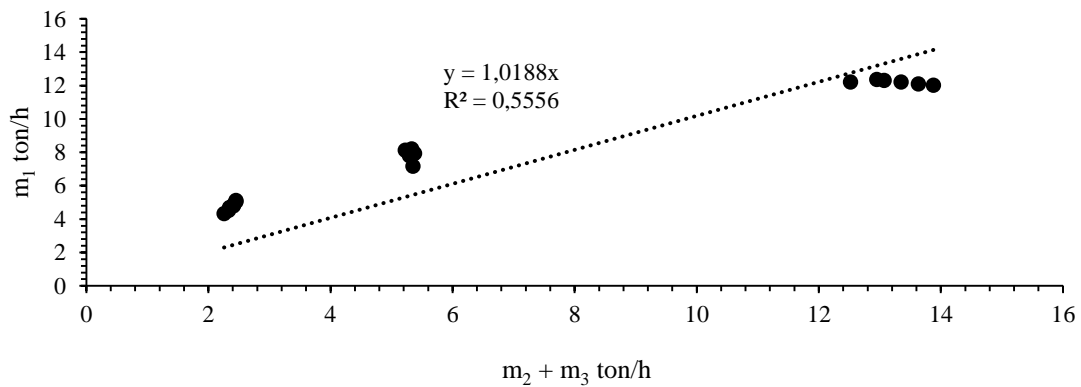


Figura XIV.9: Ajuste obtido para a segunda experiência.

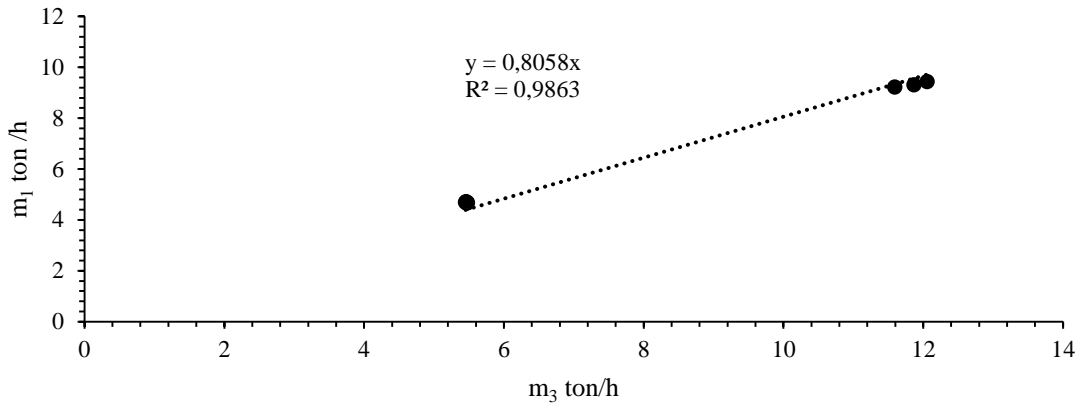


Figura XIV.10: Ajuste obtido para a terceira experiência.

A única solução encontrada foi que o erro das estimativas dos caudais se devesse ao C_v utilizado para a válvula que regula o caudal de entrada da quarta bateria de secadores. Tendo-se assumido que o C_v da válvula que regula o caudal de vapor de alta pressão seria igual ao C_v da válvula que regula o caudal da linha de baixa pressão, obteve-se um declive próximo de 1 para a primeira e terceira experiência, além de um coeficiente de determinação superior a 0,96. Em relação às estimativas dos caudais mássicos para a segunda experiência, o declive da equação baixou para 1,4. Já o R^2 também diminuiu para 0,79. Estes resultados podem ser observados nas Figuras XIV.11 e XIV.12.

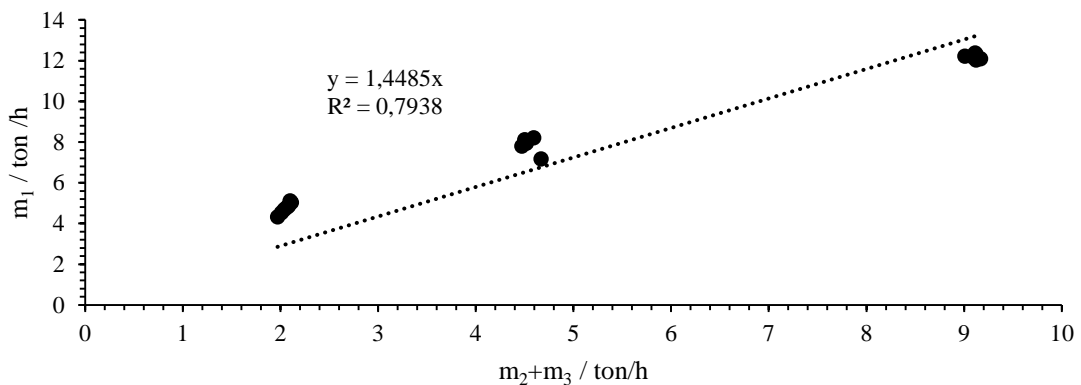


Figura XIV.11: Ajuste obtido para a segunda experiência pressupondo uma válvula do tipo DN100 CV230.

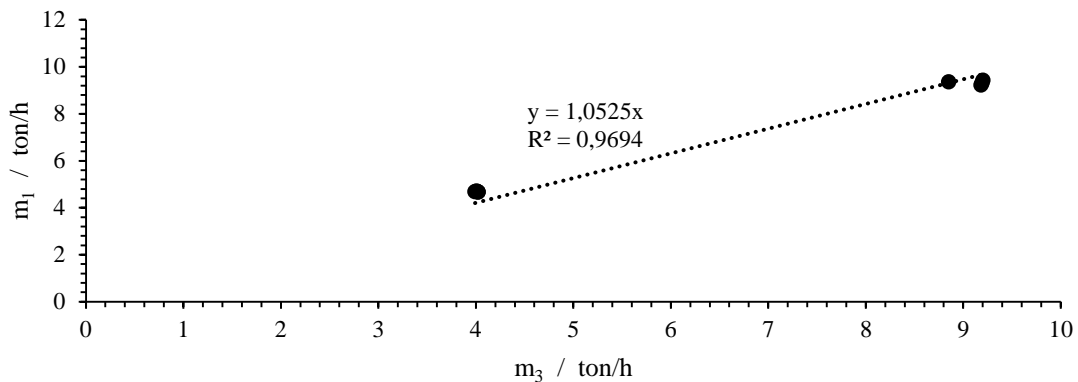


Figura XIV.12: Ajuste obtido para a terceira experiência, pressupondo uma válvula do tipo DN100 CV230.

Infelizmente os resultados obtidos não tiveram o desempenho desejado para que as equações pudessem ser utilizadas. A aplicabilidade destas equações apenas ocorreria após a execução deste tipo de experiência a mais correntes para que fosse possível a determinação do C_v que melhor ajustasse os valores estimados aos reais. Além disso, o custo associado à realização destes ensaios torna tal prática inviável.

Apesar dos resultados obtidos não terem sido validados, foi aplicado um balanço mássico aos secadores da primeira e quinta bateria para estimar a quantidade de vapor que é extraído pelos sifões. A determinação do caudal à saída do secador foi possível com a equação XIV.3. Os resultados podem ser consultados na Tabela XIV.1.

Tabela XIV.1: Caudal mássico e percentagem de vapor removido, à saída dos secadores da primeira e quinta bateria de secadores

	Bateria 1				Bateria 5			
	Secador 1	Secador 2	Secador 3	Secador 4	Secador 1	Secador 2	Secador 3	Secador 4
P_{entrada} / (bar relativo)	3,23	3,29	3,4	3,5	4,49	4,58	4,23	4,23
$P_{\text{saída}}$ / (bar relativo)	2,96	2,98	3,09	3,2	4,18	4,29	3,92	3,93
% Abertura	48,83	44,42	25,97	43,79	14,58	-	38,27	41,13
m / (ton/h)	0,16	0,19	0,29	0,24	0,23	-	0,22	0,19
% vapor <i>blow through</i>	11	8	0,6	4,5	0,09	-	4	7

Como é possível observar, entre os valores obtidos, apenas o primeiro e segundo da primeira bateria e o último secador da quinta bateria apresentam uma percentagem de vapor próxima da que seria esperada para o diferencial de pressão aplicado, conforme a curva de desempenho de um sifão estacionário presente na Figura XIV.13. Comparando a queda de pressão aplicada nos sifões com a recomendada pelo fornecedor, mostrada na Figura XIV.14, conclui-se no entanto que o valor utilizado no processo se adequa as velocidades da máquina de papel.

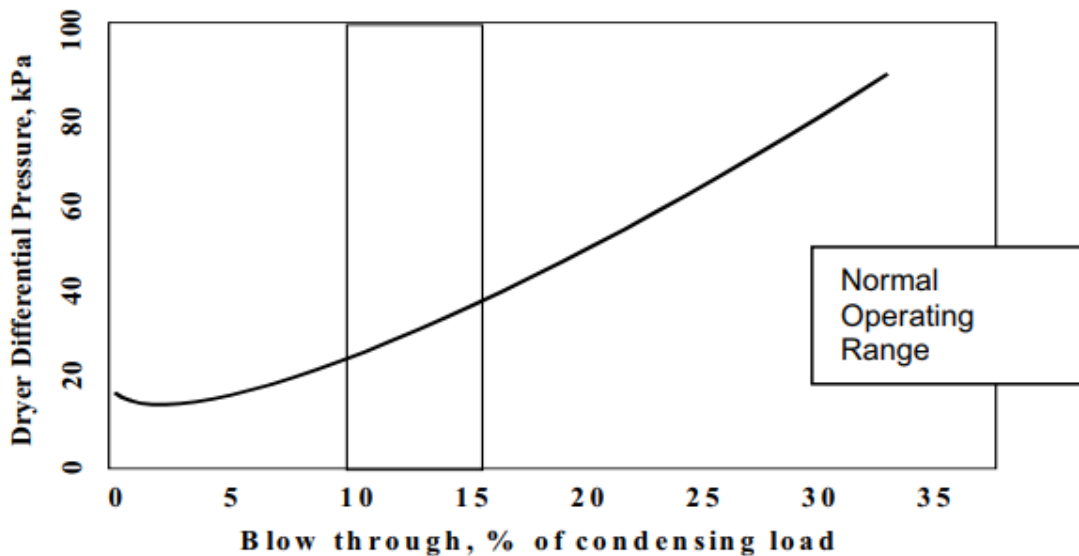


Figura XIV.13: Diferencial de pressão em função do vapor *blow through* removido com o condensado (Tappi, 2009b).

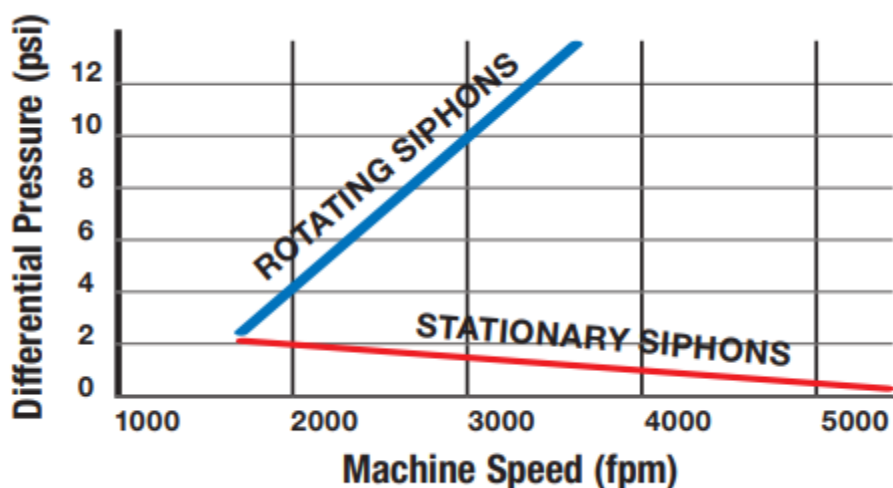


Figura XIV.14: Diferencial de pressão nos sifões em função da velocidade da máquina de papel (Deublin, 2010).

O segundo trabalho consistiu na construção de equações que permitissem estimar o consumo específico de vapor através de dados. No entanto, apesar do bom ajuste obtido, a regressão não pode ser utilizada para efetuar previsões desta variável para casos distintos das condições de operação usadas na construção da equação.

Como é possível observar na equação XIV.9, apesar de prever corretamente a diminuição do consumo específico com o aumento da produção de papel e temperatura de entrada, este modelo erra ao afirmar que o CEV_{papel} aumenta com o aumento da pressão na bateria 4. Uma vez que a pressão da bateria 4 está intimamente relacionada à pressão existente nos restantes grupos devido ao sistema de controlo, uma diminuição do valor desta variável implicará uma redução da temperatura de vapor ao longo da secaria. Como consequência, seria necessária a introdução de mais vapor para se atingir o teor de secura desejado. Os resultados obtidos pela equação XIV.9 podem ser observados na Figura XV.15. Já na Tabela XIV.2 pode-se verificar o valor dos fatores de inflação da variância para as variáveis utilizadas.

$$CEV_{papel} = 1,957 - 0,334\dot{m}_p + 0,009P_4 - 0,006T_e \quad (XV.9)$$

$$R^2 = 0,63$$

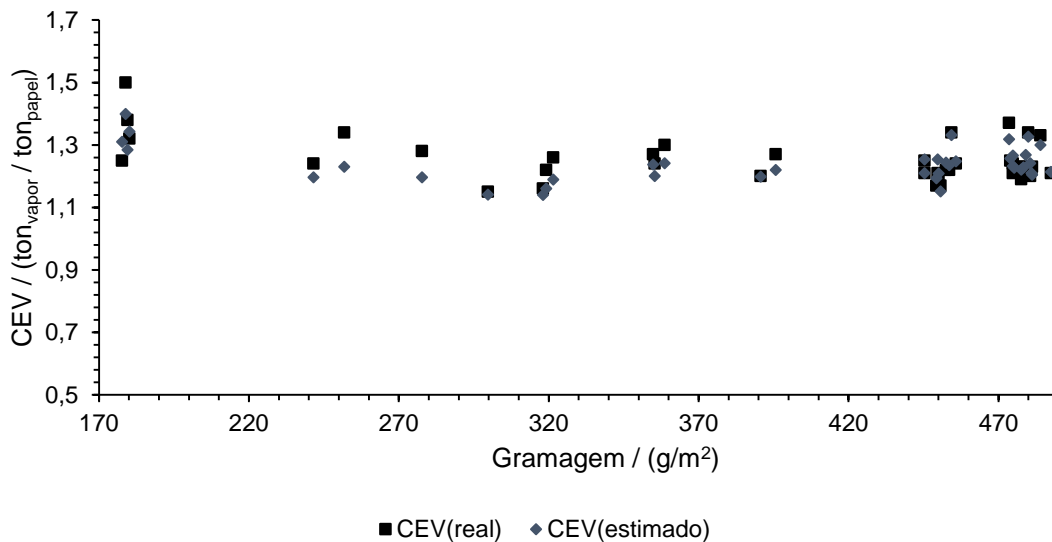


Tabela XIV.2: Fator de inflação da variância para os parâmetros da regressão linear múltivariável.

Parâmetro	VIF
Interseção	0
m_p	1,66
P_4	1,82
T_e	1,3

O terceiro trabalho, como já referido, teve como principal objetivo auxiliar a operação da serpentina e obter equações que auxiliem um novo projeto caso se pretenda aumentar sua área de transferência. Neste modelo, a quantidade de água a aquecer é determinada pela equação XIV.10, considerando que, antes de ser bombeada, o caudal de água atravessa um dique retangular (Massey, 1968). Na equação XIV.10 a variável l representa a largura do dique enquanto a variável z representa a altura de água no dique. Relativamente ao coeficiente de atrito (c_D) foram assumidos dois valores, 1 e 0,61, para estimar respetivamente o caudal teórico e o caudal real de água a passar pelo dique. A energia necessária para aquecer a água é estimada pela equação XIV.11, enquanto o número de tubagens de vapor necessárias, pela equação XIV.12. A variável $l_{tubagem}$ da equação XIV.12 representa o comprimento da tubagem enquanto a variável $D_{tubagem}$ representa o diâmetro da tubagem. Levando em conta as dimensões da serpentina, a temperatura da água e os caudais mássicos estimados presentes na Tabela XV.4, foi possível determinar que o coeficiente de transferência de calor se deverá situar entre 759,06 e 1306,79 W/m²K.

$$\dot{m}_w = c_D \cdot \rho \cdot \frac{2}{3} \sqrt{19,62} \cdot l \cdot z^{3/2} \quad (\text{XIV.10})$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) = U A \Delta T_{ml} \quad (\text{XIV.11})$$

$$n_{tubagens} = \frac{Q}{\pi \cdot l_{tubagem} \cdot D_{tubagem} \cdot U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{XIV.12})$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{vapor} - T_s) - (T_{vapor} - T_e)}{\ln \left(\frac{(T_{vapor} - T_s)}{(T_{vapor} - T_e)} \right)} \quad (\text{XIV.13})$$

Tabela XIV.4: Descrição das condições no sistema de aquecimento das águas coladas.

l / (m)	2
z / (m)	0,05
ρ / (kg/m ³)	1000
c_D	[0,61 – 1]
m_w / (kg/s)	[40,26 - 66,00]
Q / kW	[759,06 – 1306,79]
T_e / (°C)	40,00
T_s / (°C)	44,50
T_{vap} / (°C)	138,96 ($P_{relativo}=2,5$ bar)
$n_{tubagens}$	10,00
$D_{tubagem}$ / (m)	0,10
$l_{tubagem}$ / (m)	3,50

Os dados utilizados na realização dos primeiros dois trabalhos colaterais podem ser observados nas Tabelas XIV.5 a XIV.8.

Tabela XIV.5: Dados para a primeira experiência para determinação do caudal de vapor.

P_1 / (bar relativo)	P_2 / (bar relativo)	% abertura da válvula 2	m_{real} / (ton/h)
10,25	1,02	0	0,002
10,17	1,04	10,07	1,123
10,12	1,11	10,07	1,274
9,74	1,86	25,18	2,94
9,63	2,07	25,18	3,475
9,55	2,03	25,18	4,265
9,45	2,01	25,18	4,455
9,25	1,99	25,18	4,41
9,2	2	25,18	4,365
9	2,1	25,18	4,254
8,74	2,05	25,18	4,12
8,6	2,05	25,18	4,023
8,56	2	25,18	3,967
8,34	2,03	25,18	3,879
8,25	1,99	25,18	3,872
7,78	3,78	50,36	6,391
7,73	3,95	50,36	7,784
7,69	4,02	50,36	7,770
7,71	4,05	50,36	7,682
7,59	4,1	50,36	7,574
7,62	4,09	50,36	7,537
7,69	4,19	50,36	7,514
7,67	4,16	50,36	7,494

Tabela XIV.6: Dados para a segunda experiência para determinação do caudal de vapor.

P ₁ / (bar relativo)	P ₂ / (bar relativo)	%abertura da válvula 2	P ₃ / (bar relativo)	%abertura da válvula 3	m _{real} / (ton/h)
8,99	2,68	25,18	1,21	10,07	4,326
9,17	2,73	25,18	1,25	10,07	4,519
9,31	2,77	25,18	1,2	10,07	4,68
9,42	2,78	25,18	1,27	10,07	4,787
9,5	2,72	25,18	1,27	10,07	4,858
9,64	2,82	25,18	1,23	10,07	5,03
9,58	2,78	25,18	1,28	10,07	5,103
9	2,76	25,18	1,54	25,18	7,165
8,84	2,71	25,18	1,6	25,18	8,2
8,66	2,72	25,18	1,6	25,18	8,11
8,68	2,7	25,18	1,72	25,18	7,936
8,59	2,68	25,18	1,7	25,18	7,787
8,18	2,64	25,18	2,57	50,2	12,213
8,24	2,62	25,18	2,72	50,2	12,362
8,24	2,68	25,18	2,77	50,2	12,304
8,16	2,68	25,18	2,95	50,2	12,199
8,23	2,71	25,18	3,03	50,2	12,086
8,16	2,67	25,18	3,21	50,2	12,022

Tabela XIV.7: Dados para a terceira experiência para a determinação do caudal de vapor.

P ₁ / (bar relativo)	P ₃ / (bar relativo)	%abertura da válvula 3	m _{real} / (ton/h)
8,6	3,65	50,2	9,36
8,92	4,05	50,2	9,228
8,94	4,24	50,2	9,307
8,96	4,37	50,2	9,437
9,48	4,3	25,18	5,727
9,45	4,23	25,18	4,719
9,48	4,21	25,18	4,67
9,48	4,21	25,18	4,67
9,46	4,25	25,18	4,681
9,42	4,25	25,18	4,691

Tabela XIV.8: Dados utilizados para construir a regressão linear multivariável que estima o consumo específico de vapor.

$m_p /$ (kg/s)	$P_4 /$ (bar relativo)	$T_e /$ (°C)	CEV / (ton _{vapor} /ton _{papel})
2,04	7,85	34,4	1,15
1,69	7,79	32,7	1,24
1,69	7,83	34,6	1,25
1,59	4,64	30,5	1,38
1,22	4,77	32,3	1,5
1,88	7,74	33,1	1,24
1,82	7,8	34,1	1,21
1,68	7,5	32,5	1,23
1,73	7,53	32,1	1,25
1,73	7,52	34,4	1,2
1,84	7,93	34,1	1,19
1,84	7,78	36,6	1,17
1,85	7,91	35,1	1,2
1,87	7,83	35,7	1,26
2,02	7,87	35,5	1,16
1,90	7,82	32,7	1,28
1,80	7,85	32,6	1,34
1,92	7,66	31,6	1,24
1,57	7,91	28,7	1,34
1,79	7,72	30,4	1,24
1,77	7,65	31,7	1,22
2,04	7,49	32,2	1,17
1,79	7,69	31,3	1,3
1,78	7,74	32,4	1,27
1,73	7,82	32,9	1,21
1,53	7,84	31,8	1,34
1,53	7,84	33	1,37
1,59	7,74	32,6	1,33
1,41	3,51	29,3	1,32
1,50	3,03	29,1	1,25
1,82	7,77	31,1	1,21
1,79	7,8	32,5	1,22
1,78	7,89	35,5	1,19
1,74	7,78	36,4	1,23
1,75	7,79	35,9	1,23
1,78	7,81	35,7	1,27
1,95	7,77	36,1	1,22
1,76	7,95	38,3	1,21
1,75	7,77	38,8	1,22
1,76	7,73	38,7	1,23

Anexo XV – Script utilizados para calcular os índices de desempenho

```
clc;
close all;
clear ;

% Simulador da secaria
% carregar dados para o script;
dados = 'dados_matlab.xlsx';
data= xlsread(dados);

u=data(:,1);
lf=data(:,2);
g=data(:,3);
Hf=data(:,4);
Te=data(:,5);
Tf=data(:,6);
Tds=data(:,7);
Tar1=data(:,8);
Tar2=data(:,9);
Har=data(:,10);
ins2=data(:,11);
exhaust1=data(:,12);
exhaust2=data(:,13);
Tamb=data(:,14);
P11=data(:,15);
P12=data(:,16);
P13=data(:,17);
P14=data(:,18);
P2=data(:,19);
P3=data(:,20);
P4=data(:,21);
P51=data(:,22);
P52=data(:,23);
P53=data(:,24);
P54=data(:,25);
Tc=data(:,26);
CEV_real=data(:,27);
Hi=data(:,28);
Tvap1=data(:,26);
Tvap5=data(:,29);
Tc2=data(:,30);
Tcfinal=data(:,31);
CTT=data(:,32);
CEE_ant=data(:,33);
% Definir número de iterações máximo
itmax=length(Tc);

for i=1:itmax;

% Tratamento dos dados brutos
% Passagem de percentagem a fração
Hf(i)=(Hf(i))/100;
ins2(i)=ins2(i)/100;
exhaust1(i)=exhaust1(i)/100;
exhaust2(i)=exhaust2(i)/100;

%Temperatura do ar insuflado
%Tar_insuf(i)=0.5.*(Tar1(i)+Tar2(i));
```

```

Tar_insuf(i)=90;
%Tar_insuf(i)=93;

%Temperatura do papel à entrada da secaria
%Te(i)=40;
Te(i)=38;

%Determinação das temperaturas do vapor saturado nos secadores;
T11(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P11(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T12(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P12(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T13(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P13(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T14(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P14(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T2(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P2(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T3(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P3(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T4(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P4(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T51(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P51(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T52(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P52(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T53(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P53(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T54(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P54(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
% Temperatura média do vapor(°C)
Tmed(i)=( T11(i)+T12(i)+T13(i)+T14(i)+8 * T2(i) + 7 * T3(i) + 11 *
T4(i) + T51(i) +T52(i) +T53(i) +T54(i) )/34;

% Temperatura média do condensado
Tc(i)=0.5*(Tvap1(i)+Tc2(i));
% Temperatura média do vapor flash que vai para o sistema aerotermico
Tsatmed(i)=0.5*(Tvap1(i)+Tvap5(i));

%Estimativa da largura da folha a entrada (m);
li(i)= lf(i)/(1-0.02);

%Determinação da massa de papel seco (kg/s);
mpseco(i)= (u(i)/60) *li(i) *g(i) *10^-3 *(1-Hf(i));

%Determinação da energia necessária para aquecer o papel (kW)
Qpapel(i)= mpseco(i) * 1.34 *((Tf(i)-Te(i)));

%Determinação da massa de água residual no papel (kg/s);
maguares(i)=( u(i) /60 ) *li(i) *g(i) *10^-3 *Hf(i);

%Determinação da energia para aquecer a água residual até a
temperatura final do papel (kW)
Qaguares(i)= maguares(i) *4.19 *((Tf(i)-Te(i)));

%Determinação da quantidade de água evaporada na secaria
maguaevap(i)= mpseco(i) *((Hi(i)/(1-Hi(i)))-(Hf(i)/(1-Hf(i))));

%Determinação da temperatura de evaporação da agua
Tvap(i)= 0.5 *(Tf(i)+Tds(i));

%Determinação da energia para aumentar a temperatura da agua até Tvpap;
Qaguavap1(i)= maguaevap(i) *4.19 *( Tvpap(i)-Te(i) );

% Entalpia de vaporização da água
DeltaHvap(i)=2501-2.363*Tvpap(i);

```

```

%Determinação da energia necessária para evaporar a água
    % Humidade do papel (base seca)
    M(i)=Hf(i)/(1-Hf(i));
%Diferencial de energia para a dessecção
DeltaHS(i)=0*1950*exp((-7.5*M(i))/(1+M(i)));

% Determinação da água evaporada até ser atingida a humidade critica
% ficticia
maguaevap1(i)= mpseco(i) * ((Hi(i)/(1-Hi(i)))-0.67);

%Determinação da água evaporada desde a humidade critica ficticia até
à
%humidade final
maguaevap2(i)= mpseco(i) * (0.67-(Hf(i)/(1-Hf(i))));

%Determinação da energia necessária para evaporar a água até a
humidade
%critica ficticia
Qvap0(i)= maguaevasp1(i) * (DeltaHvap(i));

%Determinação da energia necessária para evaporar a água após a
humidade
%critica ficticia
Qvap1(i)= maguaevasp2(i) * (DeltaHvap(i)+DeltaHS(i));

%Determinação da energia para elevar a agua vap. até a temperatura do
ar de
%exaustão
Qaguavap2(i)= maguaevasp(i) * 1.88 * (89.323-Tvap(i));

%Determinação do caudal de ar insuflado (kg/s)
%mar_insuf(i)= ((32000/3600) * (1+ins2(i)));
    %mar_insuf(i)= 5*maguaevap(i);
% mar_insuf(i)= 7*maguaevap(i);
    mar_insuf(i)= 10*maguaevap(i);

%Determinação do caudal de ar de exaustão (kg/s)
rho_ar_exaust(i)= (10^5 * (0.21 * 32 + 0.79 * 28 ) * 10^-
3)/((8.3145*(273.15+(89.323))));
%mar_exaust(i)=(rho_ar_exaust(i) * (45000/3600)
*(exaust1(i)+exaust2(i)));
%mar_exaust(i)= mar_insuf(i)/0.70;
    mar_exaust(i)= mar_insuf(i)/0.75;
% mar_exaust(i)= mar_insuf(i)/0.80;

%Determinação do caudal de ar de fugas(kg/s)
mar_fugas(i)= mar_exaust(i)-mar_insuf(i)- maguaevasp(i);

%Determinação da energia necessária para levar o ar insuflado ate a
%Temperatura do ar de exaustão
Qar_insuf(i)= mar_insuf(i) * (1.008 + 1.88 *Har(i)) * (89.323-
Tar_insuf(i));

%Determinação da energia necessária para aquecer o ar das fugas até a
temperatura do ar de exaustão;
Qar_fugas(i)= mar_fugas(i) * (1.007+1.871 *Har(i)) * (89.323-20);

%Energia dissipada pela campânula
Qperdas(i)=148.3497;

```

```

%Determinação da energia fornecida pelo vapor vivo
Qvivo1(i)= Qperdas(i)+ Qpapel(i)+Qaguares(i)+Qaguavap1(i)+Qvap0(i)+
Qvap1(i)+ Qaguavap2(i)+ Qar_insuf(i) + Qar_fugas(i);

% Entalpia de vapor saturado
Hvap_sat(i)=-0.0045*(Tmed(i))^2+ 2.5279 *(Tmed(i)) + 2468.3;
Hvap_sat2(i)=-0.0045*(Tsatmed(i))^2+ 2.5279 *(Tsatmed(i)) + 2468.3;
%Entalpia do condensado
Hcond(i)=4.19 *Tc(i);
Hcondfinal(i)=4.19 *Tcfinal(i);
%Determinação da massa de vapor fornecido a secaria (kg/s)
mvap_vivo1(i)= Qvivo1(i) / (Hvap_sat(i)-
(0.81*Hcond(i)+0.19*Hvap_sat2(i)));
mvap_vivo2(i)= Qvivo1(i) / (Hvap_sat(i)-(Hcondfinal(i)));

% Produção de papel kg/s
mp(i)= (u(i)/60) *li(i) *g(i) *10^-3;

% Energia fornecida ao sistema de recuperação de calor pelo vapor e
% condensados

QSAT(i)=mvap_vivo1(i) * (Hvap_sat(i) - (Hcond(i))) - Qvivo1(i);
Qtotall(i)= QSAT(i) + Qvivo1(i);
%Determinação do consumo específico de vapor
CEV(i)= (mvap_vivo1(i) / mp(i));

% Erro do modelo
Erro_rell(i)=100*abs(CEV_real(i)-CEV(i))/CEV_real(i);

% %Análise económica

% Custo elétrico do sistema de ventilação
Custoinsuflacao(i)=72.5*(1+ins2(i))*0.14;
Custoexaustao(i)=72.5*(exaust1(i)+exaust2(i))*0.14;
Custototalvent(i)=Custoinsuflacao(i)+Custoexaustao(i);

% Custo diário de vapor
C_vapor(i)= CEV(i)*mp(i) * 19.364*(3600*24/1000);

% Custo dos consumos energéticos

% Perdas de energia pela campanula
CPcamp(i)= 148.3497 *19.364 *(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-Hcond(i)));

%Aquecer papel
CPapel(i)=Qpapel(i)*19.364 *(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-Hcond(i)));

%Aquecer agua residual
CAguares(i)=Qaguares(i)*19.364 *(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-
Hcond(i)));

%Aquecer agua vaporizada 1
CAguavap1(i)=Qaguavap1(i)*19.364 *(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-
Hcond(i)));

%Evaporar água

```

```

CAguaevap(i)=(Qvap1(i)+Qvap0(i))*19.364*(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-
Hcond(i)));

%Aquecer agua vaporizada 1
CAguavap2(i)=Qaguavap2(i)*19.364*(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-
Hcond(i)));

%Aquecer ar insuflado
CARins(i)=Qar_insuf(i)*19.364*(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-
Hcond(i)));

%Aquecer ar fugas
CARfg(i)=Qar_fugas(i)*19.364*(3600*24/1000)/((Hvap_sat(i)-Hcond(i)));

% Balanço à campânula
HB(i)=mar_insuf(i)/mar_exaust(i);

% Taxa de evaporação específica
ES(i)=(maguaevap(i)*3600/(34*pi*0.7*1.5*2.96));

% Consumo específico de energia
CEE_papel(i)=(Qvivo1(i)+QSAT(i))*10^-3/(mp(i));
CEE_Wevap(i)=(Qvivo1(i)+QSAT(i))*10^-3/(maguaevap(i));

% Humidade absoluta do ar de exaustão
AHexaust(i)=(maguaevap(i)*Har(i)+
mar_fugas(i)*Har(i)+maguaevap(i))/mar_exaust(i);

% Humidade relativa do ar de exaustão
Pw(i)=(AHexaust(i)/0.622)*10^5/(1-(AHexaust(i)/0.622));
Psat=10^(10.127-(1690/(89.323+273.15-43.15)));
HRexaust(i)=Pw(i)*100/Psat;
Pws(i)=Psat*10^-2*HRexaust(i)/100;

% Temperatura do ponto de orvalho
Tpo(i)=229.3925/(-1+(7.337936/(log10(Pws(i)/6.004918))));

% Humidade absoluta do ar média nas bolsas de secagem
AHbs(i)=((ES(i)/60)*pi*2.96/(mar_insuf(i)*60/34))+Har(i);

% Consumo específico de ar insuflado
CEA(i)=mar_insuf(i)/maguaevap(i);

% Custo diário de vapor estimado pelo consumo específico real
C_vapor_real=CEV_real(i)*mp(i)*19.364*(3600*24/1000);

% Balanço energético ao ar para estimar a temperatura do ar de
exaustão
Tex(i)=(mar_fugas(i)*((1.008+1.88*Har(i))*(30)+Har(i)*2501)+
mar_insuf(i)*((1.008+1.88*Har(i))*(Tar_insuf(i))+Har(i)*2501)+
maguaevap(i)*1.88*Tvap(i)+...
-mar_exaust(i)*2500*AHexaust(i)+Qvap0(i)+
Qvap1(i)+0.11*Qvivo1(i))/(mar_exaust(i)*((1.008+1.88
*AHexaust(i))));

end

```

```
% Médias
%Humidade absoluta bolsa de secagem
AHbs=AHbs';
AHbsmed=mean(AHbs);
% Humidade absoluta exaustão
AHexaust=AHexaust';
AHexaustmed=mean(AHexaust);
%Humidade relativa exaustão
HRehaust=HRehaust';
HRehaustmed=mean(HRehaust);
%Temperatura do ponto de orvalho
Tpo=Tpo';
Tpommed=mean(Tpo);
% CEA
CEA=CEA';
CEAmmed=mean(CEA);
% HB
HB=HB';
HBmed=mean(HB);
% CEE
CEE1=CEE_papel';
CEE_papelmed=mean(CEE_papel);
CEE2=CEE_Wevap';
CEE_aguaevapmed=mean(CEE_Wevap);
% Custo diário de vapor
C_vapor=C_vapor';
CTmed = mean(C_vapor);
CTTmed=mean(CTT);
C_vapor_realmed=mean(C_vapor_real);
% Diferença entre a média do consumo diário real de vapor e o valor
% estimado
DeltaCt= CTTmed-CTmed;
%Consumo específico de vapor
CEV=CEV';
DetaCEV=CEV_real-CEV;
DetaCEVmean=mean(DetaCEV);
```

Anexo XVI – Script utilizado para estimar a humidade do papel à entrada da secaria

```
clc;
close all;
clear ;

% carregar dados para o script;
dados = 'dados_matlab.xlsx';
data= xlsread(dados);

u=data(:,1);
lf=data(:,2);
g=data(:,3);
Hf=data(:,4);
Te=data(:,5);
Tf=data(:,6);
Tds=data(:,7);
Tar1=data(:,8);
Tar2=data(:,9);
Har=data(:,10);
ins2=data(:,11);
exhaust1=data(:,12);
exhaust2=data(:,13);
Tamb=data(:,14);
P11=data(:,15);
P12=data(:,16);
P13=data(:,17);
P14=data(:,18);
P2=data(:,19);
P3=data(:,20);
P4=data(:,21);
P51=data(:,22);
P52=data(:,23);
P53=data(:,24);
P54=data(:,25);
Tvap1=data(:,26);
Tvap5=data(:,29);
Tc2=data(:,30);
Tcfinal=data(:,31);

CEV_real=data(:,27);

% Definir número de iterações máximo
itmax=length(Tc2);

for i=1:itmax;

% Tratamento dos dados brutos
% Passagem de percentagem a fração
Hf(i)=(Hf(i))/100;
ins2(i)=ins2(i)/100;
exhaust1(i)=exhaust1(i)/100;
exhaust2(i)=exhaust2(i)/100;
Tar_insuf(i)=0.5.*(Tar1(i)+Tar2(i));
%largura da folha a entrada (m);
li(i)= lf(i)/(1-0.02);

%Caudal de ar insuflado (kg/s)
```

```

mar_insuf(i)= (32000/3600) *(1+ins2(i));
%Caudal de ar de exaustão (kg/s)
rho_ar_exhaust(i)= (10^5 * (0.21 * 32 + 0.79 * 28 ) * 10^-
3)/(8.3145*(273.15+(89.323)));
mar_exhaust(i)= rho_ar_exhaust(i) *(45000/3600)
*(exhaust1(i)+exhaust2(i));

%Determinação das temperaturas nos secadores;
T11(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P11(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T12(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P12(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T13(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P13(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T14(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P14(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T2(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P2(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T3(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P3(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T4(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P4(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T51(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P51(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T52(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P52(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T53(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P53(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
T54(i)= 37.161 - (3987.3/(log((P54(i)+1)*10^5)-23.40))-273.15;
% Temperatura média do vapor saturado nos secadores (°C)
Tmed(i)=( T11(i)+T12(i)+T13(i)+T14(i)+8 * T2(i) + 7 * T3(i) + 11 *
T4(i) + T51(i) +T52(i) +T53(i) +T54(i) )/34;
% Temperatura de evaporação
Tvap(i)= 0.5 *(Tf(i)+Tds(i));
% Temperatura média do condensado
Tc(i)=0.5*(Tvap1(i)+Tc2(i));
% Temperatura média do vapor flash que vai para o sistema aerotermico
Tsatmed(i)=0.5*(Tvap1(i)+Tvap5(i));

% Entalpia de vapor saturado
Hvap_sat(i)=-0.0045*(Tmed(i))^2+ 2.5279 *(Tmed(i)) + 2468.3;
Hvap_sat2(i)=-0.0045*(Tsatmed(i))^2+ 2.5279 *(Tsatmed(i)) + 2468.3;
%Entalpia do condensado
Hcond(i)=4.19 *Tc(i);

% Energia fornecida pelo vapor
Qvivol(i)=CEV_real(i)*(u(i)/60) *li(i) *g(i) *10^-3*(Hvap_sat(i)-
(0.81*Hcond(i)+0.19*Hvap_sat2(i)));

%largura da folha a entrada (m);
li(i)= lf(i)/(1-0.02);
%massa de papel seco (kg/s);
mpseco(i)= (u(i)/60) *li(i) *g(i) *10^-3 *(1-Hf(i));
%energia necessária para aquecer o papel (kW)
Qpapel(i)= mpseco(i) * 1.34*((Tf(i)-Te(i)));
%massa de água residual no papel (kg/s);
maguares(i)=( u(i) /60 ) *li(i) *g(i) *10^-3 *Hf(i);
%energia para aquecer a água residual até a temperatura final do papel
(kW)
Qaguares(i)= maguares(i) *4.19 *((Tf(i)-Te(i)));

% Energia dissipada pela campânula
Qperdas(i)=148.3497;

%Energia necessária para levar o ar insuf ate a T do ar de exhaust
Qar_insuf(i)= mar_insuf(i) *(1.008 + 1.88 *Har(i)) *(89.323-
Tar_insuf(i));

% Balanço energético para estimar a humidade inicial do papel

```



```
QA(i)= Qvivol(i)-( Qperdas(i)+ Qpapel(i)+Qaguares(i)+ Qar_insuf(i)
+(mar_exhaust(i)-mar_insuf(i))*(1.007+1.871 *Har(i)) *(89.323-20) );

    % Humidade base seca do papel no final da secagem
    M(i)=Hf(i)/(1-Hf(i));

%Diferencial de energia de dessecção
delta_HS(i)=1950*exp((-7.5*M(i))/(1+M(i)));

% Entalpia de vaporização da água
DeltaHvap(i)=2501-2.363*Tvap(i);

mvap2(i)=mpseco(i)*(0.67-(Hf(i)/(1-Hf(i))));
QAx(i)=QA(i)-0*mvap2(i)*delta_HS(i);
mvap1(i)=QAx(i)/((-1.007+1.871 *Har(i)) *(89.323-20))+ 4.19 *(
Tvap(i)-Te(i) ) + 1.88 *(89.323-Tvap(i))+DeltaHvap(i);
X(i)= (mvap1(i)/mpseco(i))+ M(i);

% Humidade inicial da folha (base humida)
xpi(i)=X(i)/(1+X(i));

end
xpi=xpi'
xpimed=mean(xpi)
```

Anexo XVII – Segurança e higiene no trabalho.

XVII-1.1 – Riscos Gerais

A Papeleira Coreboard é uma empresa certificada pela OHSAS 18001. A empresa possui uma matriz de avaliação de riscos por cada função desempenhada/equipamento nas suas instalações. Devido à multidisciplinaridade associada a este trabalho foi tida em conta as avaliações de riscos das funções da “Caldeira” devido à necessidade de recolher dados nas imediações deste equipamento, “Controlo de Qualidade” uma vez que se realizaram atividades laboratoriais e “Máquina de Papel” para salvaguardar os riscos expostos na recolha dos dados processuais.

As avaliações de risco podem ser verificadas no capítulo XVII-1.2

Numa perspetiva global e de forma a resumir os riscos identificados na avaliação de riscos, seguem-se os principais aspectos de segurança tidos em conta durante a realização do presente trabalho.

Deslocações na unidade fabril

Sendo o ambiente fabril onde foi realizada a dissertação, caracterizado por um movimento contínuo de empilhadoras nas áreas de produção e armazenamento, uma das principais medidas de prevenção de acidentes consistiram na utilização de um colete refletor, para que os condutores de máquinas pudessem detetar facilmente a presença de outros colaboradores. Além disso a presença de espelhos refletores na fábrica, permitia também inferir se alguma máquina ou colaborador se estava a deslocar nas proximidades de modo que fosse possível haver deslocamentos de pessoal ou maquinaria em segurança.

Além do colete refletor foi também utilizado calçado de proteção para prevenir danos provocados por quedas de ferramentas ou outros materiais pesados.

Foram também evitados deslocamentos ou permanências em locais onde estavam a decorrer transportes de cargas suspensas, trabalhos quentes ou qualquer outro trabalho de manutenção e, purgas de vapor saturado (derivado a quebras na máquina de papel).

Ruído

Devido ao funcionamento contínuo de bombas, ventiladores, compressores, acionamentos da máquina de papel, trabalhos de manutenção na oficina e, na sala da

caldeira em virtude do funcionamento do queimador de gás, os decibéis em algumas regiões da fábrica estão acima dos valores recomendados. Assim para prevenir danos no sistema auditivo, devido a exposições prolongadas, foram utilizados protetores auditivos nas áreas identificadas.

Recolha de dados

A principal fonte de dados de processo nesta dissertação foram o DCS da sala de controlo, o painel de controlo da caldeira e o painel de controlo da unidade de osmose inversa. Com o objetivo de prevenir qualquer ação prejudicial ao funcionamento da fábrica ou de risco para com os colaboradores e populações locais, a utilização destes equipamentos intimamente ligados com o controlo de processo apenas foi possível após uma formação sobre o funcionamento dos mesmos.

Sendo que também foi necessário recolher dados na máquina de papel teve de ter em consideração a utilização de roupa adequada para que esta não fosse apanhada por partes móveis da máquina.

Relativamente às medições de temperatura realizadas no interior da secaria, devido à existência de temperaturas elevadas, esta coleta de dados apenas foi possível com as portas da campânula abertas. Além disso o tempo de exposição aos secadores foi controlado devido à radiação térmica emitida por estes.

Relacionado com o trabalho realizado em ambientes com temperaturas elevadas está o contacto com superfícies metálicas quentes. Este foi evitado sempre que possível no entanto, nos casos em que este contacto teria de ser realizado (por exemplo a subir as escadas existentes a meio da secaria) recorreu-se à utilização de material de proteção adequado para prevenir qualquer dano.

Outro aspeto a ter em consideração no momento de recolha de dados dentro do interior da campânula ou em deslocações pela unidade fabril são as fugas de vapor. Estas fugas podem ou não ser visíveis, como tal sempre que necessário permanecer numa região onde está a ser transportada ou utilizada esta utilidade, era necessário ter em atenção o ruído provocado pela fuga assim como observar atentamente os locais de união de tubagens, cotovelos ou tees (por serem os locais mais suscetíveis à existência de fugas) para detetar a existência deste perigo.

Finalmente, devido ao facto de que o acesso a determinados caudalímetros foi apenas possível subindo escadas ou cavaletes, antes de recorrer a utilização destes foi necessário assegurar que estes se encontravam em bom estado e perfeitamente seguros.

Em dias chuvosos devido ao risco da escada escorregar da superfície em que estava apoiada foi necessário recorrer a ajuda d' um colaborador para prevenir o acontecimento de qualquer acidente.

Precauções na sala das caldeiras

Como já referido, foi necessário haver deslocamentos à sala das caldeiras para obter as medições de caudal de gás natural, vapor saturado e água tratada por osmose inversa. Neste local devido ao perigo de inalação de gás natural ou gases de exaustão assim como aos riscos de inflamabilidade foram necessárias tomar algumas ações preventivas.

Apesar de o armazém onde se situam as caldeiras estar provido de um sistema de ventilação, sempre que foram necessárias permanências demoradas nesta localização eram abertas as portas de correr do armazém para permitir uma melhor ventilação.

Relativamente ao perigo de fogo ou explosão, uma vez que para haver combustão é necessária a presença de três ingredientes base (combustível, comburente e energia) é proibida a utilização de qualquer material/equipamento passível de produzir chama nesta instalação. Além disso foi também evitada a utilização de equipamentos elétricos para prevenir qualquer acidente suscetível de ser provocado por eletricidade estática.

XVII-1.2 – Avaliação de riscos

Tabela XVII.10: Avaliação de riscos ao posto de trabalho – Caldeiras (Xavier, 2017). (Parte I)

Tarefa		Perigo	Risco	N.D	N.E	N.P.	N.C.	N.R.	N.I.	Medidas de Controlo		Impacto				
										Principal	Secundária	N.D.	N.E.	N.P.	N.R.	N.I.
Movimentação de cargas	Utilização do Empilhador	Capotamento		2	1	2	100	200	!	Utilização apenas por colaborador habilitado	Uso obrigatório do cinto de segurança	1	1	1	100	✓
		Esmagamento		2	1	2	100	200	!	Utilização apenas por colaborador habilitado	Uso obrigatório do cinto de segurança	1	1	1	100	✓
		Queimaduras		2	1	2	25	50	✓	O reservatório do radiador só deve ser abastecido com o motor frio	Utilização de luvas de protecção	1	1	1	25	✓
		Cortes		2	1	2	60	120	✓	Manutenção efectuada apenas por pessoal habilitado	Acesso ao motor feito apenas com ignição desligada	1	1	1	60	✓
		Fracturas		6	1	6	25	150	!	Limpeza dos locais de circulação	Utilização de botas de protecção	2	1	2	50	✓
		Incêndio		6	1	6	60	360	!	Cumprimento com as instruções de abastecimento	Manutenção e limpeza regular do equipamento	2	1	2	120	✓
		Explosão		6	1	6	60	360	!	Cumprimento com as instruções de abastecimento	Proibido fumar e foguear junto à zona de recarga	2	1	2	120	✓
		Lesões musculoesqueléticas		2	3	6	25	150	!	Não saltar do/para o empilhador;	Utilizar sempre 3 apoios, dois pés e uma mão ou duas mãos e um pé;	2	3	6	150	!
		Problemas respiratórios		2	1	2	25	50	✓	Utilização de Empilhadores cabinados	Utilizar máscara de protecção	2	1	2	50	✓
	Poeiras	Problemas respiratórios		2	2	4	25	100	✓	Não limpar o local de trabalho com recurso a vassoura ou ar comprimido	Utilizar máscara de protecção	1	1	1	25	✓
	Ruído	Surdez		2	1	2	60	120	✓	Manutenção dos equipamentos	Utilizar auriculares	1	1	1	60	✓
	Vibrações	Lesões musculoesqueléticas		6	1	6	25	150	!	Melhoria dos pisos de circulação	Manutenção de equipamentos	2	1	2	50	✓
	Problemas estruturais / Envolvente	Queda de nível		2	1	2	100	200	!	Rever a necessidade de protecções e sinalética nos locais de passagem e pulper fim de máquina	Limpeza de escadas e corrimões	1	1	1	100	✓
		Queda ao mesmo nível		2	1	2	25	50	✓	Limpeza e organização do Posto de Trabalho	Limpar derrames; Não caminhar sobre papel solto ou retalha;	2	1	2	50	✓
		Atropelamento		6	1	6	100	600	✗	Marcação das vias de circulação	Circular com velocidade moderada	2	1	2	200	!
		Biológico		2	1	2	25	50	✓	Manter cuidados de higiene básicos	Não comer no local de trabalho	1	1	1	25	✓
		Stress térmico		6	1	6	25	150	!	Utilização de Empilhadores cabinados	Utilizar vestuário apropriado e manter uma hidratação constante	2	1	2	50	✓
	Iluminação	Cansaço / Fadiga		2	1	2	10	20	✓	Substituir lampadas assim que apresentem sinais de fim de vida	Melhoria dos sistemas de iluminação	1	1	1	10	✓
		Encandeamento		2	1	2	10	20	✓	Manutenção dos sistemas de iluminação	Limpeza dos para brisas	2	1	2	20	✓
	Movimentação manual cargas	Lesões musculoesqueléticas		2	2	4	25	100	✓	Seguir as recomendações para a movimentação manual de cargas	Efectuar a movimentação mecanicamente	1	2	2	50	✓
Corte			1	2	2	10	20	✓	Utilização de luvas de protecção	Formação / Informação	1	2	2	20	✓	
Entalamento			1	2	2	10	20	✓	Utilização de luvas de protecção	Formação / Informação	1	2	2	20	✓	

Tabela XVII.11: Avaliação de riscos ao posto de trabalho – Caldeiras (Xavier, 2017). (Parte II)

Limpezas; Preparação do tratamento de água	Utilização de produtos químicos	Cegueira	6	1	6	60	360	!	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo	Utilização de viseira de protecção	2	1	2	120	✓	
		Queimaduras	6	1	6	25	150	!	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo	Utilização de luvas de protecção	2	1	2	50	✓	
		Intoxicação	6	1	6	25	150	!	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo	Lavar as mãos após manuseamento	2	1	2	50	✓	
		Problemas respiratórios	6	1	6	25	150	!	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo	Manter zona bem ventilada	2	1	2	50	✓	
		Lesões musculoesqueléticas	2	1	2	25	50	✓	Seguir as recomendações para a movimentação manual de cargas	Sempre que possível movimentar com ajuda mecânica	2	1	2	50	✓	
	Poeiras	Problemas respiratórios	2	3	6	25	150	!	Não limpar o local de trabalho com recurso a vassoura ou ar comprimido	Utilizar máscara de protecção	1	3	3	75	✓	
	Contacto com energia eléctrica	Electrização	6	3	18	10	180	!	Efectuar apenas com os equipamentos deligados da corrente eléctrica	Utilizar ferramenta isolada de acordo com o nível de tensão	2	2	4	40	✓	
		Electrocussão	6	3	18	100	1800	✗	Efectuar apenas com os equipamentos deligados da corrente eléctrica	Utilizar ferramenta isolada de acordo com o nível de tensão	2	2	4	400	!	
		Incêndio	2	3	6	60	360	!	Efectuar apenas com os equipamentos deligados da corrente eléctrica	Limpeza e organização dos locais de trabalho	1	2	2	120	✓	
	Utilização de ferramentas manuais	Corte	2	3	6	25	150	!	Utilização de ferramenta adequada e em bom estado	Utilização de luvas de protecção	2	2	4	100	✓	
		Entalamento	2	3	6	25	150	!	Utilização de ferramenta adequada e em bom estado	Utilização de luvas de protecção	2	2	4	100	✓	
	Utilização de aspirador	Electrização	2	3	6	10	60	✓	Verificar periodicamente o estado dos isolamentos dos equipamentos e extensões eléctricas	Não utilizar com as mãos molhadas	1	2	2	20	✓	
		Electrocussão	2	3	6	100	600	✗	Verificar periodicamente o estado dos isolamentos dos equipamentos e extensões eléctricas	Não utilizar com as mãos molhadas	1	2	2	200	!	
		Incêndio	2	3	6	60	360	!	Limpeza dos locais de trabalho	Evitar a sobrecarga de tomadas	1	2	2	120	✓	
	Operação	Sobrepessão	Explosão	2	4	8	100	800	✗	Cumprir com as boas práticas da arte	Cumprir com as regras de segurança	1	4	4	400	!
			Incêndio	2	4	8	60	480	!	Cumprir com as boas práticas da arte	Cumprir com as regras de segurança	1	4	4	240	!
			Ruído	2	3	6	60	360	!	Manutenção dos equipamentos	Utilização de auriculares	2	3	6	360	!
		Formação atmosfera ATEX	Explosão	2	4	8	100	800	✗	Garantir a ventilação permanente, mesmo em paragens	Testar periodicamente sist. detecção de gás e realizar manutenção	1	4	4	400	!

Tabela XVII.12: Avaliação de riscos – Controlo de Qualidade (Xavier, 2017).



IMP.172/01

AVALIAÇÃO DE RISCOS - CONTROLADOR QUALIDADE

07/06/2017

Perigo	Risco/ consequência	N.D.	N.E.	N.P.	N.C.	N.R.	N.I.	Medidas de Controlo	Impacto				
									N.D.	N.E.	N.P.	N.R.	N.I.
Movimentação manual cargas	Lesões musculoesqueléticas	2	2	4	10	40	✓	Seguir as recomendações para a movimentação manual de cargas Formação / Informação	1	2	4	40	✓
Utilização de equipamentos eléctricos	Eletrocussão Lesões várias	2	3	6	10	60	✓	Equipamento com proteção Manutenção periódica Quadros elétricos sinalizados e fechados Não utilizar o equipamento com as mãos molhadas	1	3	3	30	✓
	Incêndio	2	3	6	10	60	✓	Limpeza do posto de trabalho Não fumar ou foguear Formação dos colaboradores na utilização de extintores Realização anualmente um exercício de simulacro	1	3	3	30	✓
Poeiras	Problemas respiratórios	1	3	3	10	30	✓	Evitar a permanência em locais durante acções de limpeza	1	3	3	30	✓
Iluminação (173,9 / 500Lux)	Cansaço / Fadiga	6	4	24	25	600	✗	Substituir lâmpadas assim que apresentem sinais de fim de vida Limpeza periódica das luminárias Aumentar potencia das lâmpadas	3	4	12	300	!
Utilização equip. ruidoso	Exposição ao ruído Lesões do aparelho auditivo	6	3	18	60	1080	✗	Manutenção/verificação equipamentos Utilização de protetor auricular se LEX,8h > 80 dB(A) Avaliações periódicas do ruído ocupacional Exames audiométricos periódicos dos colaboradores expostos	2	3	6	360	!
Problemas estruturais / Envoltente	Queda de nível/ Lesões várias	6	3	18	25	450	!	Sinalizar desníveis Limpeza e Organização do Posto de Trabalho Calçado antiderrapante	1	3	3	75	✓
	Queda ao mesmo nível / Lesões várias	6	4	24	25	600	✗	Sinalizar desníveis Limpeza e Organização do Posto de Trabalho Calçado antiderrapante	1	4	4	100	✓
Trabalho por turno / Trabalho nocturno	Fadiga Distúrbios psicossomático	2	4	8	10	80	✓	Vigilância da saúde Oportunidade de tirar férias em qualquer altura do ano	2	4	8	80	✓
Contacto com fontes radioativa	Danos celulares	2	2	4	100	400	!	Não se aproximar da fonte quando está aberta Manutenção periódica com verificação de radiação emitida para ambiente	2	2	4	60	✓
Superfícies Quentes	Queimaduras	6	3	18	10	180	!	Utilização de luvas de protecção	3	3	9	90	✓
Utilização de x-ato	Corte	2	3	6	25	150	!	Utilização de ferramenta adequada e em bom estado Boas práticas na utilização de ferramentas	1	3	3	75	✓
Trabalho com monitores	Exposição a radiações Danos na visão	2	3	6	25	150	!	Monitores com baixa radiação Pausa no trabalho	1	3	3	75	✓
Más posturas	Lesões musculoesqueléticas	4	3	12	25	300	!	Sensibilização das boas praticas nos locais administrativos Alternância de postura pé/sentado	2	3	6	150	!
Utilização de consumíveis de escritório	Irritação (Peles e Olhos)	2	2	4	25	100	✓	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo Lavar as mãos após manuseamento	1	2	2	50	✓
	Problemas respiratórios	2	2	4	25	100	✓	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo Lavar as mãos após manuseamento	1	2	2	50	✓

Tabela XVII.4: Avaliação de riscos – Condutor de máquinas e ajudante (Xavier, 2017). (Parte I)



IMP.172/01

AVALIAÇÃO DE RISCOS - CONDUTOR DE MÁQUINA E AJUDANTE

07/06/2017

Perigo	Risco/ consequência	N.D.N.	E.N.P.	N.C.	N.R.	N.I.	Medidas de Controlo	Impacto					
								N.D.	N.E.	N.P.	N.R.	N.I.	
Movimentação manual cargas	Lesões músculo-esqueléticas	6	3	18	25	450	!	Seguir as recomendações para a movimentação manual de cargas Efetuar a movimentação mecanicamente quando peso > 25kg Formação / Informação	1	3	3	75	✓
	Corte	2	3	6	10	60	✓	Utilização de luvas de proteção Formação / Informação	1	3	3	30	✓
	Entalamento	2	3	6	10	60	✓	Utilização de luvas de proteção Formação / Informação	1	3	3	30	✓
Movimentação mecânica de cargas / Ponte Rolante	Farturas	6	3	18	60	1080	✗	Respeitar a carga máxima do equipamento. Não permanecer sob cargas suspensas Elevar apenas a altura suficiente. Utilizar cordas, cintas, cabos certificados e em bom estado. Assegurar que o espaço de movimentação de cargas não tem pessoas	3	3	9	540	!
	Entalamento	6	3	18	60	1080	✗	Respeitar a carga máxima do equipamento. Não permanecer sob cargas suspensas Elevar apenas a altura suficiente. Utilizar cordas, cintas, cabos certificados e em bom estado. Assegurar que o espaço de movimentação de cargas não tem pessoas	3	3	9	540	!
	Elétricos	6	3	18	60	1080	✗	Manutenção efetuada apenas por colaborador habilitado Manutenção periódica. Não utilizar com mãos molhadas	3	3	9	540	!
	Incêndio	6	3	18	60	1080	✗	Manutenção periódica Não fumar ou foguear	3	3	9	540	!
Utilização de equipamentos elétricos	Eletrocussão Lesões várias	6	3	18	60	1080	✗	Equipamento com proteção Manutenção periódica Quadros elétricos sinalizados e fechados Não utilizar o equipamento com as mãos molhadas	1	3	3	180	!
	Incêndio	6	3	18	60	1080	✗	Limpeza do posto de trabalho Não fumar ou foguear Formação dos colaboradores na utilização de extintores Realização de exercícios de simulacro	1	3	3	180	!
Elementos mecânicos móveis	Fraturas	6	3	18	60	1080	✗	Partes móveis protegidas Utilizar equipamentos com proteções colocadas Verificações periódicas Proibição de utilização roupas largas, fios ou cabelo comprido solto Encaminhar papel utilizando cordas	3	3	9	540	!
	Cortes	2	3	6	60	360	!	Partes móveis protegidas Utilizar equipamentos com proteções colocadas Verificações periódicas Proibição de utilização roupas largas, fios ou cabelo comprido solto Encaminhar papel utilizando cordas	1	3	3	180	!
	Entalamento	6	3	18	60	1080	✗	Partes móveis protegidas Utilizar equipamentos com proteções colocadas Verificações periódicas Proibição de utilização roupas largas, fios ou cabelo comprido solto Encaminhar papel utilizando cordas	3	3	9	540	!
Poeiras	Problemas respiratórios	1	3	3	10	30	✓	Não limpar o local de trabalho com recurso a vassoura ou ar comprimido Formação / Informação	1	3	3	30	✓
Agentes Biológicos	Infeção, alergia ou toxicidade	1	3	3	25	75	✓	Manter cuidados de higiene básicos Não comer no local de trabalho	1	3	3	75	✓
Stress térmico	alterações fisiológicas	6	3	18	25	450	!	Coberturas com isolamento térmico Utilizar vestuário apropriado e manter uma hidratação constante Utilizar ventoinha de arrefecimento quando for necessário entrar na secaria	2	3	6	150	!
Iluminação (49,5 / 150Lux)	Cansaço / Fadiga	6	4	24	25	600	✗	Substituir lâmpadas assim que apresentem sinais de fim de vida Limpeza periódica das luminárias Aumentar entrada de luz natural. Utilização de Iluminação Móvel	3	4	12	300	!
Utilização equip. ruidoso	Exposição ao ruído Lesões do aparelho auditivo	6	3	18	60	1080	✗	Manutenção/verificação equipamentos Utilizar auriculares 87,7 dB(A) → 70,1 dB(A) Avaliações periódicas do ruído ocupacional Exames audiométricos periódicos dos colaboradores expostos	2	3	6	360	!
Problemas estruturais / Envolvevente	Queda de nível/ Lesões várias	6	3	18	50	900	✗	Sinalizar desníveis Limpeza e Organização do Posto de Trabalho Calçado antiderrapante	2	3	6	300	!
	Queda ao mesmo nível / Lesões várias	6	3	18	25	450	!	Sinalizar desníveis/irregularidades Limpeza e Organização do Posto de Trabalho Não caminhar sobre papel solto ou retalha;	2	3	6	150	!
	Choque contra objetos/estrutura Lesões várias	6	3	18	25	450	!	Sinalizar obstáculos Limpeza e organização do Posto de Trabalho Não caminhar sobre papel solto ou retalha;	2	3	6	150	!

Tabela XVII.5: Avaliação de riscos – Condutor de máquinas e ajudante (Xavier, 2017) (Parte II).

Trabalho por turno / Trabalho noturno	Fadiga Distúrbios psicossomático	2	4	8	10	80	✓	Vigilância da saúde	2	4	8	80	✓
Contacto com fontes radioativa	Danos celulares	2	3	6	100	600	✗	Não se aproximar da fonte quando está aberta Manutenção periódica com verificação de radiação emitida para ambiente Formação / Informação	2	3	4	60	✓
Superfícies Quentes	Queimaduras	6	3	18	10	180	!	Utilização de luvas de proteção Utilizar cordas para engatar papel Formação / Informação	3	3	9	90	✓
Utilização de x-ato	Corte	2	3	6	25	150	!	Utilização de ferramenta adequada e em bom estado	1	3	3	75	✓
Utilização do Empilhador	Capotamento	2	2	4	100	400	!	Utilização apenas por colaborador habilitado Utilização de empilhador com cabine de segurança Uso obrigatório do cinto de segurança	1	2	2	200	!
	Esmagamento	2	2	4	100	400	!	Utilização apenas por colaborador habilitado Uso obrigatório do cinto de segurança	1	2	2	200	!
	Queimaduras	2	2	4	25	100	✓	O reservatório do radiador só deve ser abastecido com o motor frio Utilização de luvas de proteção	1	2	2	50	✓
	Cortes	2	2	4	60	240	!	Manutenção efetuada apenas por pessoal habilitado Acesso ao motor feito apenas com ignição desligada	1	2	2	120	✓
	Farturas	6	2	12	25	300	!	Limpeza dos locais de circulação Utilização de botas de proteção	2	2	4	100	✓
	Incêndio	6	2	12	60	720	✗	Cumprimento com as instruções de abastecimento Manutenção e limpeza regular do equipamento Existência de extintores operacionais Formação dos colaboradores na utilização de extintores Realização de exercício de simulacro	2	2	4	240	!
	Lesões músculo-esqueléticas	2	2	4	25	100	✓	Não saltar do para o empilhador Utilizar sempre 3 apoios, dois pés e uma mão ou duas mãos e um pé	2	2	4	100	✓
	Explosão	6	2	12	60	720	✗	Cumprimento com as instruções de abastecimento Proibido fumar e foguear junto à zona de abastecimento	2	2	4	240	!
Trabalho com eq. c/visores	Atropelamento	6	2	12	100	1200	✗	Marcação das vias de circulação / sinalizar locais de movimentação empilhadores Colocação de espelhos panorâmicos nas vias de circulação	2	2	4	400	!
	Perda de Visão	2	3	6	25	150	!	Monitores com baixa radiação Pausa no trabalho	1	3	3	75	✓
Más posturas	Lesões músculo-esqueléticas	4	3	12	25	300	!	Sensibilização das boas praticas nos locais administrativos Alternância de postura pé/sentado	2	3	6	150	✓
Troca de consumíveis de impressora	Irritação olhos	2	1	2	25	50	✓	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo Lavar as mãos após manuseamento	1	1	1	25	✓
	Irritação pele	1	1	1	25	25	✓	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo Lavar as mãos após manuseamento	1	1	1	25	✓
	Irritação aparelho respiratório	2	1	2	25	50	✓	Cumprir com as recomendações da ficha de segurança ou rótulo Lavar as mãos após manuseamento	1	1	1	25	✓

Tabela XVII.6: Nível de Risco (Xavier, 2017).

Nível de Risco	NR	Significado
✗	600 a 4000	- Situação crítica. Correção urgente
!	150 a 500	- Corrigir e adotar medidas de controlo
	40 a 120	- Melhorar se for possível. Seria conveniente justificar a intervenção e a sua rentabilidade
✓	20	-Não intervir, salvo se justifique por uma análise mais precisa

Anexo XVIII – Diagramas de blocos e esquemas auxiliares.

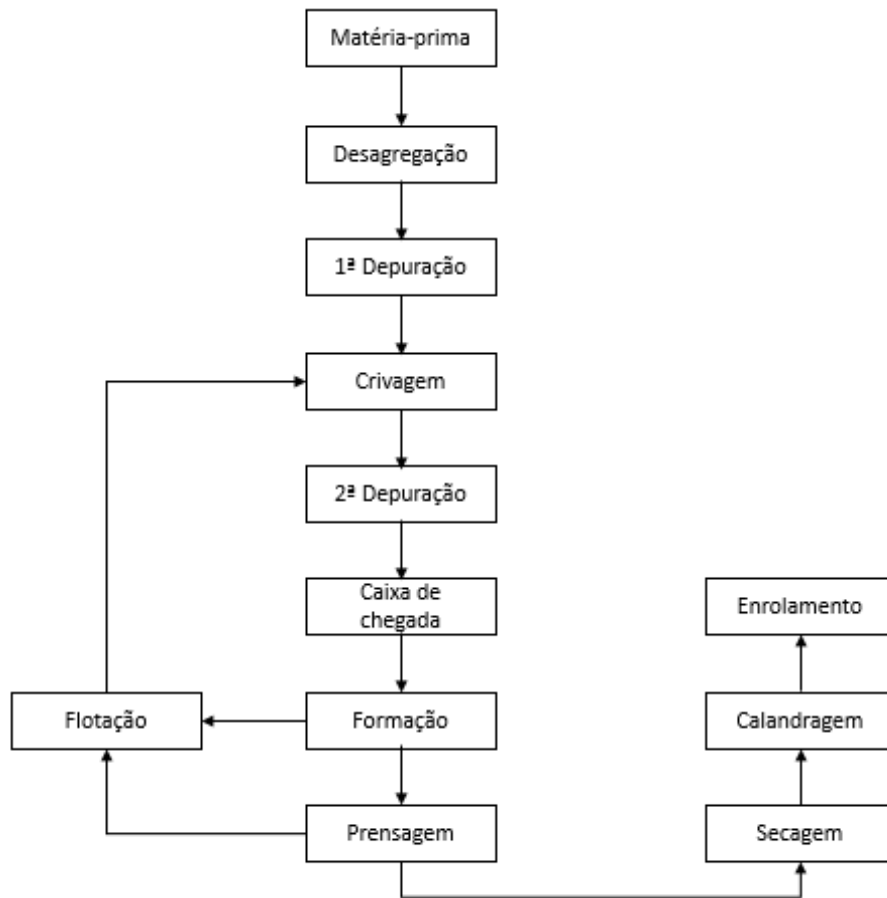


Figura XVIII.1: Diagrama de blocos referente ao processo de produção da papelreira. De notar que no diagrama em questão apenas está presente o percurso das fibras recicladas.

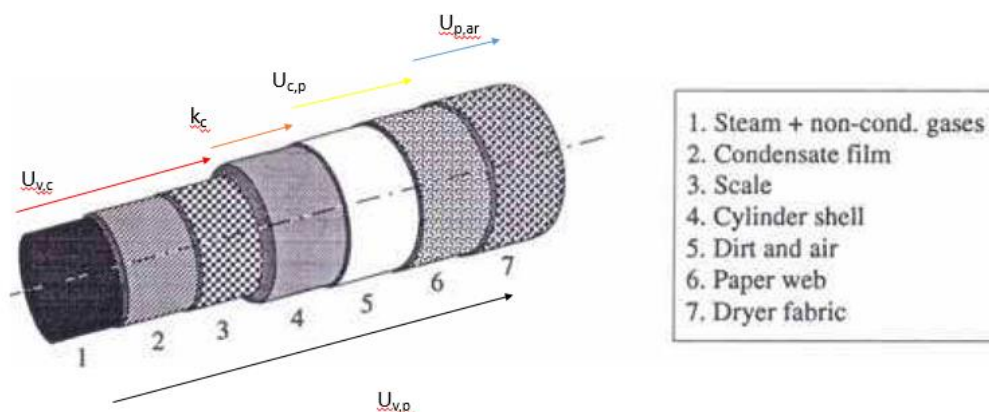


Figura XVIII.2: Representação esquemática das resistências existentes à transferência de calor durante a secagem do papel (Ghosh, 2011).

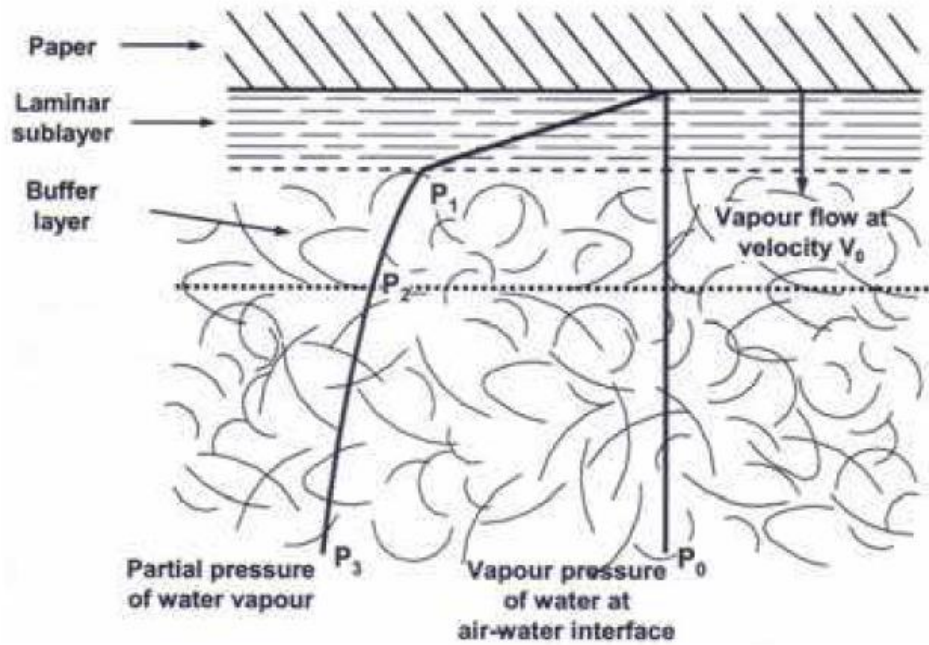


Figura XVIII.3: Ilustração do processo de transferência de massa na interface papel/ar (Ghosh, 2011).

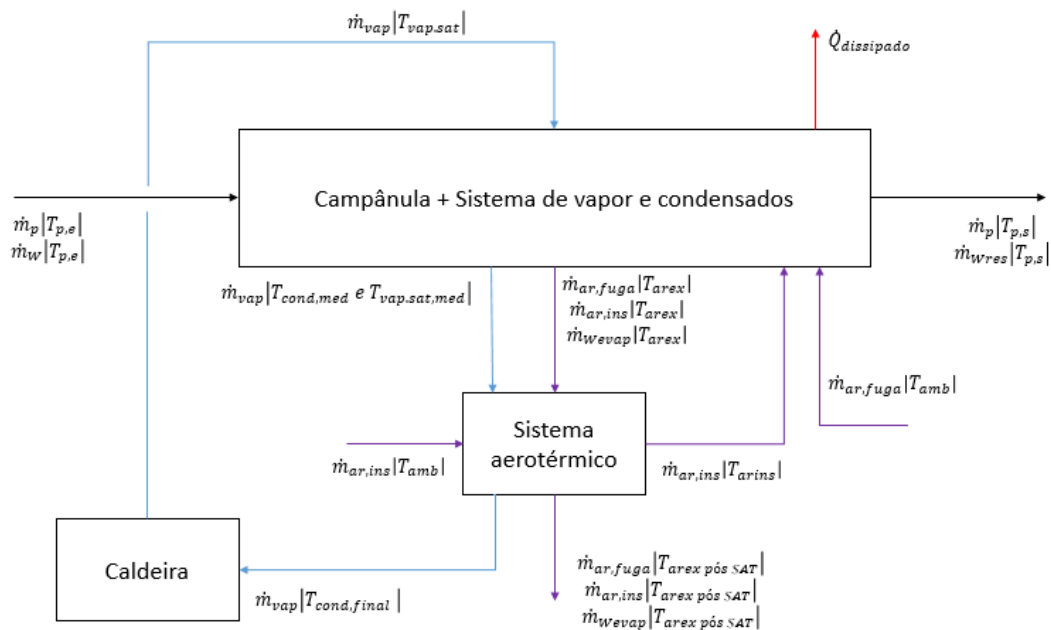


Figura XVIII.4: Diagrama de blocos com as principais correntes de entrada e saída da secaria. Este diagrama foi construído com a finalidade de auxiliar a interpretação dos balanços mássicos e energéticos realizados à secaria.